



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO UNIVERSITÁRIO NORTE DO ESPÍRITO SANTO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA**

JERÔNIMO DE MOURA JÚNIOR

**REDUÇÃO DE FALHAS EM HASTE POLIDA: PROPOSTA DE UMA NOVA
FORMA DE FIXAÇÃO À UNIDADE DE BOMBEIO**

**SÃO MATEUS
2014**

JERÔNIMO DE MOURA JÚNIOR

**REDUÇÃO DE FALHAS EM HASTE POLIDA: PROPOSTA DE UMA NOVA
FORMA DE FIXAÇÃO À UNIDADE DE BOMBEIO**

Dissertação apresentada ao programa de pós-graduação em Energia do Centro Universitário Norte do Espírito Santo da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito para obtenção do título de Mestre em Energia.
Orientador: Prof^o. Dr. Oldrich Joel Romero.

SÃO MATEUS
2014

Dados Internacionais de Catalogação-na-publicação (CIP)
(Biblioteca Central da Universidade Federal do Espírito Santo, ES, Brasil)

M929r Moura Júnior, Jeronimo de, 1978-
Redução de falhas em haste polida : proposta de uma nova
forma de fixação à unidade de bombeio / Jeronimo de Moura
Júnior. – 2014.
172 f. : il.

Orientador: Oldrich Joel Romero.
Dissertação (Mestrado em Energia) – Universidade Federal
do Espírito Santo, Centro Universitário Norte do Espírito Santo.

1. Fadiga. 2. Petróleo. 3. Resistência de materiais. 4. Poços de
petróleo. I. Romero, Oldrich Joel. II. Universidade Federal do
Espírito Santo. Centro Universitário Norte do Espírito Santo. III.
Título.

CDU: 620.9

JERÔNIMO DE MOURA JÚNIOR

**REDUÇÃO DE FALHAS EM HASTE POLIDA: PROPOSTA DE UMA NOVA
FORMAÇÃO DE FIXAÇÃO À UNIDADE DE BOMBEIO**

Dissertação apresentada ao programa de pós-graduação em Energia do Centro Universitário Norte do Espírito Santo da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito para obtenção do título de Mestre em Energia.

Aprovada em ____ de ____ de 2014

COMISSÃO EXAMINADORA

Profº. Dr. Oldrich Joel Romero
Universidade Federal do Espírito Santo - UFES
Orientador

Eng. Dr. César Augusto Sodré da Silva
PETROBRAS
Membro 1

Profº. Dr. Daniel da Cunha Ribeiro
Universidade Federal do Espírito Santo - UFES
Membro 2

Dedico este trabalho à minha amada
esposa Wanderléia e meus lindos filhos,
Brunna e Eduardo.

RESUMO

O bombeio mecânico é o método de elevação artificial de petróleo mais utilizado no mundo, sendo esse fator um dos principais motivadores para estudos voltados para redução de falhas relacionadas a esse método. Dentre essas falhas, pode-se citar a ruptura em hastes polidas, componente localizado na parte superior da coluna de hastes sujeito a esforços cíclicos. Essa falha interrompe a produção de um poço, provocando prejuízos financeiros e podendo até provocar danos ambientais e comprometer a segurança das pessoas envolvidas neste contexto. De posse do exposto, busca-se responder a seguinte questão: é possível aumentar o tempo entre falhas da haste polida alterando a sua forma de fixação à mesa da unidade de bombeio? Deste modo, nesta dissertação é desenvolvida uma nova forma de fixação da haste polida à mesa da unidade de bombeio, visando à redução de problemas relativos às rupturas na sua região de fixação. Para compreensão do assunto, realizou-se uma pesquisa exploratória, descritiva e explicativa, por meio de levantamento bibliográfico a respeito dos esforços que a haste polida está submetida durante o seu ciclo de operação, da forma e do tipo do dispositivo de fixação atualmente utilizado e as recorrentes falhas ocasionadas nesse componente. Através de simulação computacional, utilizando o software SolidworksSimulation®, este trabalho determinou as geometrias dos dispositivos do sistema atualmente utilizado, as condições operacionais envolvidas, analisando os resultados de sua deformação e condição de segurança, além de ter analisado a fadiga imposta a haste polida em situação dinâmica. A partir de uma proposta de uma nova forma de fixação da haste polida à unidade bombeio, foram determinadas as geometrias dos dispositivos envolvidos e analisados os esforços estáticos e dinâmicos impostos a eles, além da realização de comparação, no que diz respeito a vida à fadiga, entre as duas formas de fixação. Os resultados obtidos indicam que, teoricamente, a nova proposta possui grande potencial para redução de falhas em haste polida, indicando vida à fadiga superior 50 milhões de ciclos.

PALAVRAS-CHAVE: Bombeio Mecânico, Ruptura, Haste Polida, Fadiga

ABSTRACT

Sucker-Rod Pumping is the most used method of artificial lift in the world, and this is one of the most important motivators for studies aimed to reducing failures related to this method. Among these failures, it can mention the polished rod break, that is a component located at the top of the rod string, and it subjected to stress cycles. This failure interrupts the well production, causing financial losses and may even cause environmental damage and endanger the safety of people involved in this context. So, we want to answer the question: is it possible to increase the time between failures of the polished rod by changing your attachment to the carrier bar? Thus, this paper is developed a new method of attachment of the polished rod to the carrier bar, in order to reduce problems related to failures in the region of its attachment. To understand the issue, it was made an exploratory, descriptive and explanatory research, through a literature review related to the efforts that the polished rod is submitted during its operating cycle, the shape and type of the attachment device currently used and the recurrent failures caused this component. Through computer simulation, using SolidworksSimulation®, this study determined the geometries of system devices currently used, the operating conditions involved, analyzing the results of its strain and safety condition, besides having analyzed fatigue imposed to the polished rod in dynamic situation. From a proposal for a new method of attachment of the polished rod to the pumping unit, it was determined the geometries of the devices involved and also analyzed the dynamic and static forces imposed on them, in addition to conducting comparison, as regards the fatigue and life between the two forms of attachment. The results indicate that, theoretically, the new proposal has great potential for reducing crashes polished rod, indicating life to greater to 50 million cycles.

KEYWORKDS: Sucker-Rod Pumping, Failure, Polished Rod, Fatigue

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Principais componentes de um sistema de elevação por BM.....	23
Figura 2–Esquema de cabeça de poço com interligação com a UB.....	24
Figura 3–Grampo ou <i>clamp</i> para haste polida.....	25
Figura 4 – Grampo fixado na haste polida.....	25
Figura 5 – Componentes principais da bomba de fundo.	26
Figura 6 – Ciclo de operação da bomba de fundo.....	27
Figura 7 – Haste de bombeio de aço e luva de conexão.	28
Figura 8 – Haste de bombeio de aço e haste curta.....	30
Figura 9 – Desalinhamento da UB para frente.	35
Figura 10 – Desalinhamento lateral da UB.....	36
Figura 11 – Mesa da UB instalada incorretamente.	36
Figura 12 – Falha em haste polida com <i>spray metal</i>	37
Figura 13 – Exemplo de falha de haste polida com <i>spray metal</i>	37
Figura 14 – Luvas para haste de bombeio e haste polida.....	38
Figura 15 – Desenho esquemático do grampo de entalhe.....	39
Figura 16 – Grampo de entalhe.	40
Figura 17 – Desenho esquemático do grampo de fricção.....	40
Figura 18 – Aparatos utilizados para realização do teste de fadiga da haste polida.	41
Figura 19 – Curva S-N comparativa dos três casos.	42
Figura 20 – Fratura visualizada em laboratório.	43
Figura 21 – Fratura visualizada em campo.....	43
Figura 22 – Trincas na superfície de hastes polidas com <i>spray metal</i>	44
Figura 23 – Estado Triaxial de tensões.	46
Figura 24 – Tetraedro elementar definido na superfície de um corpo.....	47
Figura 25 – Deslocamentos nodais.....	50
Figura 26 – Diagrama tensão-deformação em comportamento elástico-linear.	52
Figura 27 – Ciclos típicos de tensões de falha.....	59
Figura 28 – Curvas típicas obtidas no ensaio de fadiga.....	60
Figura 29 – Esquema de utilização do método de <i>Rainflow</i>	63
Figura 30 – Diagrama de Haigh.....	64
Figura 31 – Exemplificação de discretização em elementos finitos.	66

Figura 32 – Esquematização do MEF para análise de um problema de meio contínuo.....	69
Figura 33 – Etapas principais no processo de análise através do MEF.....	71
Figura 34 – Elemento linear sólido e elemento parabólico sólido.	72
Figura 35 – Avaliação da razão e aspecto de um elemento tetraédrico.	76
Figura 36 – Noção de qualitativa da razão de aspecto.	76
Figura 37 – Noção de qualitativa da razão jacobiana.....	77
Figura 38 – Diagrama de Voronoï para um conjunto de 8 pontos no R^2	79
Figura 39 – Triangulação de Delaunay do diagrama de Voronoï da Figura 38.	80
Figura 40 – Propriedade dos circuncírculos vazios da triangulação de Delaunay.....	80
Figura 41 – Triângulo de Pascal corresponde a função de duas variáveis até o sexto grau.	82
Figura 42 – Elementos finitos bidimensionais da família Lagrangeana.	85
Figura 43 – Seleção de termos no triângulo de Pascal para elementos da família Lagrangeana.	85
Figura 44 – Elementos finitos bidimensionais da família serendipity.	86
Figura 45 – Seleção de termos no triângulo de Pascal para elementos da família Lagrangeana.	86
Figura 46 – Seleção de termos no triângulo de Pascal para elementos com mais nós de em uma direção que na outra.	87
Figura 47 – Elementos finitos tridimensionais da família serendipity.	87
Figura 48 – Região de interação entre a haste polida e o grampo.	92
Figura 49 – Dimensões das regiões de interação entre a haste polida e o grampo.	93
Figura 50 – Região de fixação do grampo de manobra.	93
Figura 51 – Detalhes da geometria representativa da interação entre a haste polida e grampo.	94
Figura 52 – Detalhes da geometria representativa da condição de fadiga imposta a haste polida fixada com grampo.	95
Figura 53 – Componentes do sistema PRCS.	96
Figura 54 – Sistema PRCS montado.....	97
Figura 55 – Localização do sistema PRCS no sistema de elevação.	97
Figura 56 – Dimensões em milímetro dos componentes do sistema PRCS.....	98
Figura 57 – Indicação das regiões de fixação e aplicação de força de cada componente do sistema PRCS.	100

Figura 58 – Indicação das regiões de fixação e aplicação de força de cada componente do sistema PRCS.	101
Figura 59 – Resultado da verificação geométrica para o modelo de interação entre a haste polida e grampo.	106
Figura 60 – Discretização do modelo de fixação da haste polida com grampo.	107
Figura 61 – Razão de aspecto da malha selecionada.	108
Figura 62 – Razão jacobiana da malha selecionada.	109
Figura 63 – Região selecionada para análise de convergência.	110
Figura 64 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de fixação de grampo à haste polida.	111
Figura 65 – Discretização do modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.	113
Figura 66 – Região selecionada para análise de convergência do modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.	114
Figura 67 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão do modelo de fixação de grampo à haste polida para análise de fadiga.	115
Figura 68 – Resultado da verificação geométrica para o modelo da bucha bipartida.	117
Figura 69 – Resultado da verificação geométrica para o modelo da luva.	117
Figura 70 – Resultado da verificação geométrica para o modelo da haste polida modificada.	118
Figura 71 – Discretização da bucha bipartida.	120
Figura 72 – Discretização da luva.	120
Figura 73 – Discretização da haste polida modificada.	121
Figura 74 – Razão de aspecto da discretização do modelo da bucha bipartida.	122
Figura 75 – Razão de aspecto da discretização do modelo da luva.	122
Figura 76 – Razão de aspecto da discretização do modelo da haste polida modificada.	123
Figura 77 – Razão jacobiana da discretização do modelo da bucha bipartida.	124
Figura 78 – Razão jacobiana da discretização do modelo da bucha bipartida.	124
Figura 79 – Razão jacobiana da discretização do modelo da bucha bipartida.	125
Figura 80 – Região selecionada para análise de convergência na bucha bipartida, luva e haste polida modificada.	126

Figura 81 – Região selecionada para análise de convergência para o sistema PRCS.	127
Figura 82 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão da bucha bipartida.	128
Figura 83 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão da luva.	128
Figura 84 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão da haste polida modificada.	129
Figura 85 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão do sistema PRCS montado.	129
Figura 86 – Plotagem da tensão de von Mises para o caso de fixação do grampo à haste polida.	133
Figura 87 – Plotagem da tensão de von Mises na região de fixação do grampo à haste polida.	134
Figura 88 – Plotagem de fator de segurança na região de fixação do grampo.	135
Figura 89 – Deformação normal da região de fixação do grampo.	137
Figura 90 – Carta dinâmométrica de superfície e fundo de um caso típico.	138
Figura 91 – Estimativa de curva S-N para haste polida.	139
Figura 92 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.	140
Figura 93 – Plotagem de fator de segurança para o modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.	141
Figura 94 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.	141
Figura 95 – Redução de resistência à fadiga devido ao acabamento superficial. ...	146
Figura 96 - Haste polida deformada devido aperto excessivo imposto pelo grampo.	147
Figura 97 - Eixo com golas sob tração.	147
Figura 98 - Plotagem de fator de dano acumulativo ou porcentagem de vida consumida para o modelo fixação da haste polida com grampo.	150
Figura 99 – Plotagem do tempo de vida à fadiga para o modelo fixação da haste polida com grampo.	150
Figura 100 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo da bucha bipartida.	151

Figura 101 – Plotagem de fator de segurança para o modelo da bucha bipartida. .	152
Figura 102 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo da bucha bipartida.....	152
Figura 103 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo da luva.....	153
Figura 104 – Plotagem de fator de segurança para o modelo da bucha bipartida. .	154
Figura 105 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo da bucha bipartida.....	154
Figura 106 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo da luva.....	155
Figura 107 – Plotagem de fator de segurança para o modelo da bucha bipartida. .	156
Figura 108 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo da bucha bipartida.....	156
Figura 109 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo do sistema PRCS.	157
Figura 110 – Plotagem de fator de segurança para o modelo do sistema PRCS....	158
Figura 111 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo do sistema PRCS.	158
Figura 112 – Plotagem do tempo de vida à fadiga da bucha bipartida, luva e haste polida modificada.	160
Figura 113 – Plotagem do tempo de vida à fadiga do modelo do sistema PRCS. ..	160
Figura 114 – Plotagem do tempo de vida à fadiga do modelo do sistema PRCS considerando o mesmo fator de redução de resistência à fadiga do cenário de utilização de grampo para fixação da haste polida.....	161

LISTA DE TABELA

TABELA 1 - DIMENSÕES GERAIS E TOLERÂNCIAS PARA HASTES DE BOMBEIO E HASTES. CURTAS.....	30
TABELA 2 – DIMENSÕES GERAIS E TOLERÂNCIAS PARA HASTES POLIDAS..	31
TABELA 3 – COMPOSIÇÃO QUÍMICA DE HASTES DE BOMBEIO DE AÇO.	32
TABELA 4 – PROPRIEDADES MECÂNICAS DE HASTES DE BOMBEIO E HASTES CURTAS DE AÇO.....	32
TABELA 5 – PROPRIEDADE DA BARRA DE AÇO INOXIDÁVEL AISI 316.....	92
TABELA 6 – INFORMAÇÕES DA MALHA PARA O CASO DE INTERAÇÃO DA HASTE POLIDA COM O GRAMPO.....	112
TABELA 7 – RESULTADO DA ANÁLISE GEOMÉTRICA PARA OS COMPONENTES DA PRCS.	116
TABELA 8 – INFORMAÇÕES DAS MALHAS GERADAS PARA BUCHA BIPARTIDA, LUVA E HASTE POLIDA MODIFICADA.	130
TABELA 9 – FATORES DE CORREÇÃO DE RESISTÊNCIA QUE PODEM AFETAR AS CURVAS S-N.	143
TABELA 10 - FATORES DE CONFIABILIDADE DE RESISTÊNCIA COMO FUNÇÃO DO NÍVEL DE CONFIABILIDADE.	146
TABELA 11 – VALORES DO COEFICIENTE k_f EM EIXOS COM GOLAS SOB TRAÇÃO.....	148

LISTA DE SÍMBOLOS

[.]	Matriz retangular ou quadrada
[.] ^T	Transposição de matriz
{.}	Matriz coluna ou vetor coluna
.	Determinante de matriz ou valor absoluto de escalar
U	Energia de deformação (elástica)
U*	Energia específica de deformação
E	Módulo de elasticidade ou módulo de Young
\bar{P}	Força por unidade de volume
S_{yield}	Limite de escoamento
l, m, n	Cossenos diretores das semi-normais a face do tetraedro
u, v, w	Componentes de deslocamento nas direções x, y e z
\bar{Q}	Força por unidade de superfície
S	Superfície de contorno
FOS	Fator de segurança
S_{limit}	Limite de tensão
S_{TL}	Limite de resistência a tração
S_{yield}	Limite de resistência a compressão
R	Relação ou taxa de tensão
D	Dano cumulativo
n_i	Número de ciclos aplicados ao material
N_i	Número de ciclos que provocariam a falha do material submetido ao mesmo nível de tensão de n_i
A	Amplitude entre a tensão média e alternada
RA	Razão de aspecto
c_f	Coeficiente de normalização da RA em relação ao tetraedro perfeito
V(p _i)	Região de Voronoï
V(P)	Diagrama de Voronoï
B _{ij}	Bissetores que compõe um plano usado para definir o diagrama de Voronoï
N _i (x)	Interpolação de Lagrange

$\{u\}$	Deslocamento de um ponto qualquer de elemento
$\{\bar{P}\}$	Componentes de força por unidade de volume
$\{\bar{Q}\}$	Componentes de força por unidade de superfície
D_d	Diâmetro da haste polida deformada
L_0	Comprimento inicial de referência
ν	Coefficiente de Poisson
σ	Tensão normal
τ	Tensão cisalhante
σ_{von}	Tensão de von Mises
σ_m	Tensão média
σ_{max}	Tensão máxima
σ_{min}	Tensão mínima
ϵ	Deformação linear ou normal
γ	Deformação de cisalhamento, deformação angular ou distorção
τ_{max}	Tensão de cisalhamento máxima
σ_a	Tensão alternada ou variável
σ_r	Faixa de tensão
σ_{ca}	Tensão alternada ou variável corrigida
σ_y	Limite de resistência
σ_u	Resistência máxima
ΔL	Variação do comprimento após aplicação da força

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 JUSTIFICATIVA.....	19
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA	20
1.3 OBJETIVOS	20
1.3.1 OBJETIVO GERAL.....	20
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	20
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO	20
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	22
2.1 BOMBEIO MECÂNICO.....	22
2.2.1 PRINCIPAIS COMPONENTES E PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	22
2.2.2 COLUNA DE HASTES.....	28
2.2.3 VIDA EM FADIGA DA HASTE DE BOMBEIO.....	33
2.3 HASTE POLIDA	34
2.3.1 FALHA EM HASTE POLIDA	35
2.3.1 GRAMPOS DE FIXAÇÃO	39
2.4 ESTADO TRIAXIAL DE TENSÕES	45
2.5 FORMULAÇÃO DO MODELO DE DESLOCAMENTO.....	51
2.5.1 PRINCÍPIO DO DESLOCAMENTO VIRTUAL.....	51
2.6 TEORIAS DE FALHA.....	55
2.6.1 CRITÉRIO DE TENSÃO DE VON MISES MÁXIMA	55
2.6.2 CRITÉRIO DE TENSÃO DE CISALHAMENTO MÁXIMA	56
2.6.3 CRITÉRIO DE TENSÃO DE MOHR-COULOMB MÁXIMA.....	57
2.6.4 CRITÉRIO DE TENSÃO NORMAL MÁXIMA.....	57
2.7 FADIGA.....	58
2.7.1 CURVA S-N.....	60
2.7.2 DANO CUMULATIVO	61
2.7.3 MÉTODO RAINFLOW PARA CONTAGEM DE CICLO	62
2.7.4 CORREÇÃO DA TENSÃO MÉDIA	63
2.8 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	65
2.8.1 ETAPAS BÁSICAS PARA ANÁLISE COM ELEMENTOS FINITOS.....	69
2.8.2 MALHA COMPUTACIONAL.....	71

2.8.3 GERAÇÃO DE MALHA POR VORONOI-DELAUNAY	77
2.8.4 FUNÇÕES DE FORMA	81
3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.....	90
3.1 HIPÓTESES.....	90
3.2 CASOS ANALISADOS	91
3.2.1 CASO 1: INTERAÇÃO ENTRE A HASTE POLIDA E GRAMPO	91
3.2.2 CASO 2: ANÁLISE DE FADIGA DA HASTE POLIDA FIXADA COM GRAMPO	94
3.2.3 CASO 3: ANÁLISE DE FADIGA DA PRCS	96
4 MODELAGEM MATEMÁTICA.....	102
5 MÉTODOS NUMÉRICOS	103
5.1 SOLIDWORKS SIMULATION	103
5.3 ANÁLISE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA	104
5.3.1 CASO 1: INTERAÇÃO ENTRE A HASTE POLIDA E GRAMPO.....	105
5.3.2 CASO 2: ANÁLISE DE FADIGA DA HASTE POLIDA FIXADA COM GRAMPO.....	112
5.3.3 CASO 3: ANÁLISE DE FADIGA DA PRCS.....	115
5.4 DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES.....	130
6 RESULTADOS.....	132
6.1 CASO 1: INTERAÇÃO ENTRE A HASTE POLIDA E GRAMPO	132
6.2 CASO 2: ANÁLISE DE FADIGA DA HASTE POLIDA FIXADA COM GRAMPO.....	138
6.2.1 ANÁLISE ESTÁTICA BASE PARA O ESTUDO DE FADIGA	140
6.2.2 ANÁLISE DE FADIGA DO MODELO DE FIXAÇÃO DA HASTE POLIDA COM GRAMPO	142
6.3 CASO 3: ANÁLISES ESTÁTICAS E DE FADIGA DA PRCS.....	151
6.3.1 ANÁLISE ESTÁTICA DA BUCHA BIPARTIDA.....	151
6.3.2 ANÁLISE ESTÁTICA DA LUVA.....	153
6.3.3 ANÁLISE ESTÁTICA DA HASTE POLIDA MODIFICA	155
6.3.4 ANÁLISE ESTÁTICA DA MONTAGEM DA PRCS	157
6.3.5 ANÁLISE DE FADIGA DA PRCS	159
7 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS	162
7.1 CONCLUSÕES.....	162
7.2 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	163
8 REFERÊNCIAS.....	165

1 INTRODUÇÃO

Hoje o mundo está passando pela era do petróleo, como implicações diretas disso a grande maioria dos produtos ou dos bens contêm algum composto derivado do petróleo ou são produzidos de forma direta ou indireta utilizando o petróleo (THOMAS, 2004).

"O petróleo é a principal fonte de energia do mundo, representando cerca de 40% das necessidades energéticas mundiais." (MILLIOLI, 2009, p.17). Com isso, verifica-se a grande necessidade de estudos voltados para a melhoria da eficiência dos sistemas envolvidos em toda a cadeia produtiva do petróleo, tanto no *Upstream* como no *Downstream*.

O ponto de partida para qualquer estudo na área do petróleo é o conhecimento, mesmo que superficial, da sua geração. Assim segundo Millioli (2009), a teoria mais difundida atualmente afirma que o petróleo originou-se da deposição de matéria orgânica em sedimentos, onde ocorreram vários processos de transformações no decorrer de milhares de anos.

No processo de formação do petróleo são identificadas etapas, sendo as principais: a formação (ocorrida na rocha geradora), a migração e a acumulação (ocorrida na rocha reservatório).

Quando a pressão existente no reservatório é capaz de vencer a coluna de fluido permitindo que o óleo escoe espontaneamente para a superfície, diz-se que o poço é surgente. Quando o poço atinge o fim de sua vida produtiva por surgência, ou seja, quando há redução da pressão interna do reservatório ou quando, a pressão originalmente encontrada no reservatório não é suficiente para vencer as perdas de cargas do sistema, torna-se necessário a utilização de um método de elevação artificial de petróleo.

A elevação artificial tem como objetivo manter reduzida a pressão de fluxo no fundo do poço, de maneira que o reservatório possa produzir o fluido a uma vazão determinada. Os métodos de elevação artificial mais utilizados são: Bombeio Mecânico (BM), Bombeio Centrífugo Submerso (BCS), Gas-Lift (GL) e Bombeio por Cavidades Progressivas (BCP). A seleção do método a ser aplicado depende das

características dos fluidos a serem produzidos, do apoio técnico e da infraestrutura local.

Mais de 87% dos poços que utilizam algum método de elevação artificial no mundo são equipados com BM. Nesse método de elevação artificial, a bomba é instalada no fundo do poço e a energia é transmitida a ela através de uma coluna de hastes, normalmente metálica (NASCIMENTO, 2005).

Segundo Takács (2002), no BM a haste polida é o elemento de conexão entre os equipamentos de superfície e subsuperfície, que assegura uma região de selagem na cabeça do poço com o intuito de manter a fluido produzido dentro do mesmo. Em toda a coluna de hastes, a haste polida sofre a maior solicitação mecânica, visto que suporta todo o peso da coluna de hastes imersa no fluido e o peso da coluna de fluido acima da bomba até a superfície no seu curso ascendente.

A haste polida faz parte da coluna de hastes e pode ser fabricada em diversos materiais metálicos, em particular em aço inoxidável AISI 316. Sua superfície passa por um processo de tratamento rigoroso, com o propósito de reduzir o atrito e com isso o desgaste do sistema de vedação instalado na cabeça do poço e proteger o corpo da haste polida contra corrosão atmosférica.

Segundo Lyons (1996), a haste polida é fixada à unidade de bombeio (UB), na superfície, através da instalação de um dispositivo chamado de grampo ou *clamp*. O grampo é instalado na haste polida, objetivando a transferência das suas cargas (peso da coluna de hastes imersa no fluido e o peso da coluna de fluido) para a UB.

Durante o estudo desenvolvido por Soares (2010), foi identificado um problema crônico de rupturas repetitivas em haste polida, provocando prejuízos consideráveis, envolvendo perda de equipamentos, paralisação da produção e até impactos ambientais.

O presente trabalho tem como objetivo a determinação de uma nova forma de fixação da haste polida à mesa da UB, visando à redução de problemas relativos às rupturas na sua região de fixação.

Para o desenvolvimento do presente trabalho foi realizada análise computacional de esforços mecânicos impostos a haste polida pela forma atual de sua fixação e os impostos pela nova forma de fixação proposta. Tal análise foi realizada através do emprego do *software* comercial SolidworksSimulation®. Sendo possível, com o uso dessa ferramenta, analisar individualmente os dois cenários e compará-los.

Essa ferramenta de simulação utiliza o Método de Elementos Finitos (FEM) para resolução numérica de equações diferenciais parciais que rege o modelo físico.

1.1 JUSTIFICATIVA

Segundo Patterson (1993), minimizando as falhas dos equipamentos dos poços equipados com BM, possivelmente, ocorrerá um impacto significativo no aumento da lucratividade desses poços.

Um estudo desenvolvido por Soares (2010) destaca que existe um problema crônico de rupturas repetitivas em haste polida em um campo localizado no norte do Espírito Santo, sendo esta falha responsável por um prejuízo de aproximadamente 1,4 milhões de reais no ano de 2009. O autor ressalta que foram registrados 21 casos em 19 poços diferentes, no referido período. Além dos prejuízos financeiros, destaca-se o risco ambiental e de acidente com pessoas envolvidas no processo.

Diante do exposto acima, juntamente com a experiência de campo do autor desta dissertação, pode-se afirmar que as falhas em haste polida são extremamente impactantes em todo o contexto operacional que envolve a produção de poços equipados com sistema de elevação artificial por BM. Sendo o mais predominante os riscos ambientais e às pessoas, devido aos prejuízos muitas vezes intangíveis envolvidos.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

O presente trabalho delimitou-se a elaboração de uma proposta de uma nova forma de fixação da haste polida à unidade de bombeio, a fim de promover redução de falhas por ruptura neste equipamento, por meio de análise computacional.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GERAL

Demonstrar, numericamente, o potencial de redução de falhas em haste polida através da modificação da sua forma de fixação à mesa da UB.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Mensurar, através de simulação, o tempo de vida em fadiga do sistema de fixação da haste polida, atualmente utilizado;
- Identificar uma nova forma de fixação da haste polida à mesa da UB;
- Demonstrar, através de simulação, o potencial de redução de falhas em haste polida com a alteração da sua forma de fixação.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 1 é feita a introdução, justificativa da escolha do tema, delimitação do problema e os objetivos gerais e específicos.

No capítulo 2 é abordado o conceito teórico que fundamenta a importância da realização deste estudo, através de uma revisão bibliográfica do sistema de elevação artificial por Bombeio Mecânico, dando ênfase a coluna de hastes principalmente a haste polida, no que tange a falhas que está sujeita. Além disso, é abordado o conceito de vida em fadiga no contexto da haste de bombeio e as peculiaridades da utilização do grampo de fixação de haste polida à mesa da UB.

No capítulo 3 é descrito detalhadamente o problema, que objeto de estudo deste trabalho, considerando as hipóteses adotadas para o estudo, bem como uma descrição de cada caso abordado.

No capítulo 4 é apresentada a modelagem matemática adotada para representar os fenômenos físicos estudados. Sendo abordado o estado triaxial de tensões, o modelo de deslocamento, as teorias de falhas e fadiga.

No capítulo 5 é descrito o método numérico aplicado para discretização dos modelos propostos, englobando a criação da malha computacional, verificação de sua qualidade, análise de independência de malha, bem como a discretização das equações e esquemas de interpolação utilizados.

Nos capítulos 6 e 7, são apresentados, respectivamente, os resultados e conclusões do presente trabalho para cada cenário analisado.

E por fim, no oitavo capítulo abordam-se as referências utilizadas no desenvolvimento deste trabalho.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 BOMBEIO MECÂNICO

Segundo Nascimento (2005), mais de 87% dos poços que utilizam algum método de elevação artificial, no mundo, são completados com BM. Embora o BM seja mecanicamente simples, com vida longa comprovada e operação econômica, muitos fatores devem ser considerados ao projetar a utilização deste sistema.

Essa grande quantidade de poços equipados com BM pode ser explicada devido aos baixos custos com investimento e operacionais, bem como a flexibilidade de vazão, boa eficiência energética, operacionalidade simples (THOMAS, 2004) sob condições normais, podendo ser utilizado em toda a vida produtiva do poço (TAKÁCS, 2002).

O sistema de bombeio mecânico apresenta algumas desvantagens, como cita Corrêa (2003), tais como a limitação da profundidade de assentamento da bomba, resistência mecânica limitada das hastes, inviabilidade em operações marítimas, devido seu elevado peso e volume, dentre outros.

Alicerçado no que mencionam os autores, para melhor entendimento quanto ao sistema bombeio, torna-se necessário detalhá-lo melhor.

2.2.1 PRINCIPAIS COMPONENTES E PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O sistema de bombeio mecânico é composto por diversos componentes tais como unidade de bombeio (UB), coluna de hastes, coluna de tubos e bomba de fundo.

Segundo Ordoñez (2008), os componentes de um sistema BM podem ser divididos em: equipamentos de superfície e de fundo (ou subsuperfície). Dentre os componentes de superfície estão: o motor, o redutor, o contrapeso, a viga principal, a haste polida e o tripé. Já os de subsuperfície são: a coluna de hastes, coluna de

tubos e a bomba de fundo. A Figura 1 mostra uma instalação típica de um sistema BM.

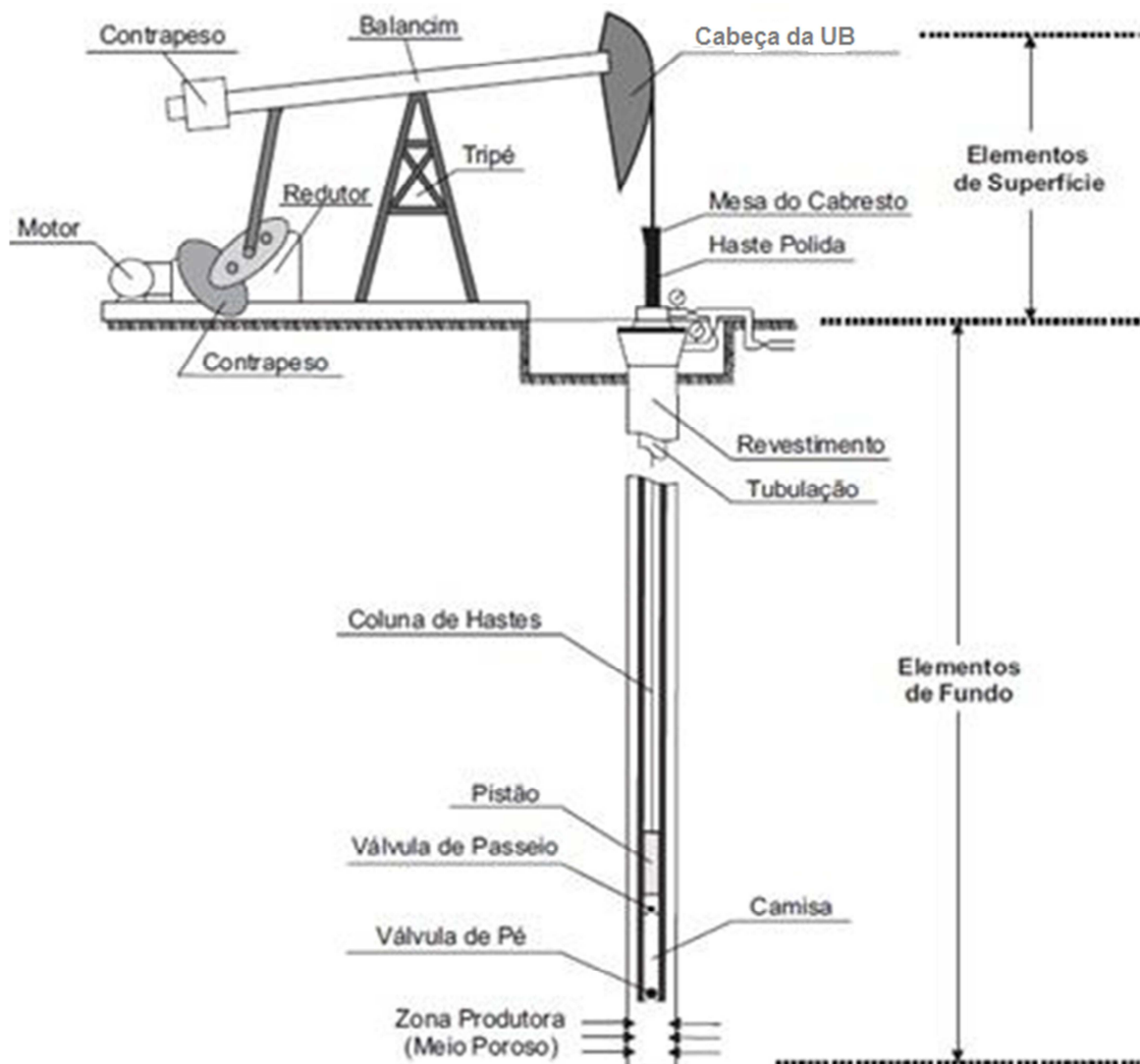


Figura 1 – Principais componentes de um sistema de elevação por BM.
Fonte: Ordoñez (2008, p.14).

A UB é o equipamento que transforma movimento rotativo em movimento alternativo.

Existem diversos modelos de UB, os quais se diferenciam na geometria, embora todos possuam os mesmos componentes básicos. Entre os mais utilizados na indústria de petróleo pode-se destacar os modelos: convencional, *rotaflex*, *air-balanced*, Mark II e o *Torqmaster*. A Figura 1 mostra um exemplo de UB do tipo convencional. Nela podem-se identificar seus principais componentes.

A Figura 2 mostra um esquema da cabeça de poço, bem como sua interligação com a UB. Sendo seus principais componentes a haste polida, o cabresto, grampo ou *clamp*, caixa de engaxetamento ou *stuffing box*, tê de bombeio e válvula de retenção.

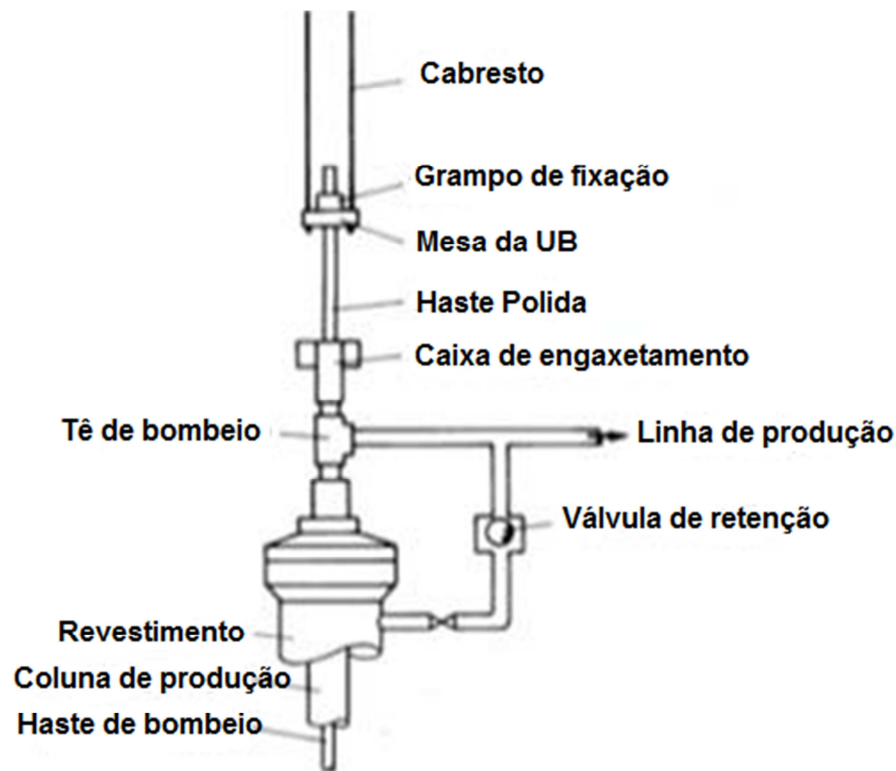


Figura 2—Esquema de cabeça de poço com interligação com a UB.
Fonte: Adaptado de Takács (2002, p.104).

A coluna de hastes transmite o movimento alternativo da superfície até a bomba de fundo. As hastes operam em ambientes que podem ser ou abrasivos, ou corrosivos, ou ambos, estando sujeitas a cargas cíclicas. Devido a isto, a coluna de hastes se torna o ponto crítico do sistema (THOMAS, 2004). A coluna de hastes é composta basicamente por hastes de bombeio, haste polida e luvas de conexão, podendo, também, apresentar centralizadores, hastes curtas e barras de peso ou *sinker bars*.

Para possibilitar a transferência de movimento da unidade de bombeio à haste polida e com isso à coluna de hastes, é inserido um elemento de fixação, chamado grampo ou *clamp* (Figura 3). Sendo ele definido pela API SPEC 11B, como dispositivo conectado a haste polida, que em conjunto com a mesa da UB assegura a conexão com a unidade de bombeamento instalada na superfície.

Atualmente, no sistema BM são utilizados dois grampos como podem ser visualizados em destaque na Figura 4. Um grampo circunda a haste na região acima da mesa da UB, de modo a propagar todo o peso na coluna de hastes para a UB; e o outro é instalado abaixo da mesa, assegurando que a coluna e a bomba de fundo não desçam, em caso de ruptura repentina da haste polida. Em ambas as situações os parafusos de fixação do grampo à haste devem receber um torque apropriado que mantenha a haste segura quando submetida à carga máxima (SOARES, 2010). Esta exigência para o torque aplicado origina esforços cortantes na haste polida.



Figura 3—Grampo ou *clamp* para haste polida.
Fonte: Shengli Oilfield Shengji Petroleum Equipment CO. (2013).



Figura 4 – Grampo fixado na haste polida.
Fonte: Soares (2010, p.19).

A forma de fixação do grampo à haste polida gera pontos de concentração de tensões, devido a aplicação de torque nos seus parafusos, agravado pela presença de um acabamento superficial irregular na superfície interna do grampo.

Conforme Bezerra (2007, p. 8), “caracteristicamente, forma-se uma pequena trinca, geralmente num ponto de concentração de tensão, que penetra lentamente no metal, em direção perpendicular aos ciclos de tensões aplicadas”. Durante os movimentos cíclicos, a haste polida submete-se também a esforços axiais, que compromete seu limite de resistência, e a condições de fadiga. Devido a esses e demais fatores, como temperatura de operação, condições de armazenamento, entre outros, ocorrem falhas inesperadas em hastes polidas.

Outro componente principal no BM é a bomba de fundo, que de acordo com Thomas (2004), tem como objetivo fornecer energia ao fluido, através do diferencial de pressão criado entre sua admissão e descarga. É uma bomba do tipo deslocamento positiva de simples efeito. Como mostrado na Figura 5, ela é composta basicamente de um pistão, uma camisa e duas válvulas do tipo sede e esfera, denominadas válvula de pé e válvula de passeio.

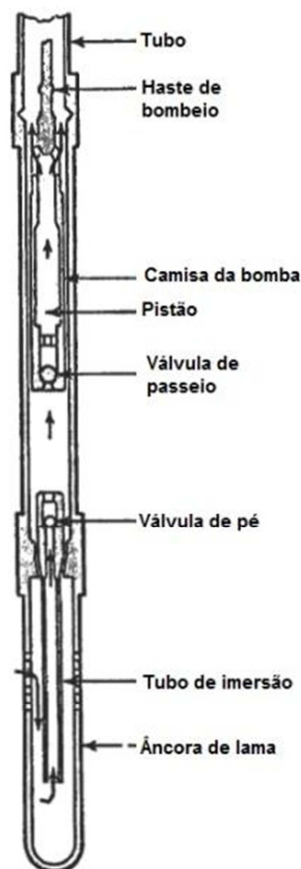


Figura 5 – Componentes principais da bomba de fundo.
Fonte: Adaptado de Lyons (1996, p.596).

O movimento alternativo da coluna de hastes origina de uma forma simplificada o ciclo de bombeio, que pode ser visualizado através da Figura 6. Segundo Thomas (2004), no curso ascendente o peso do fluido que está dentro da coluna de produção mantém a válvula de passeio fechada. A baixa pressão criada na camisa da bomba abaixo do pistão e acima da válvula de pé faz com que esta se abra, permitindo a passagem do fluido que está no espaço anular entre a coluna de produção e revestimento para o interior da bomba. Todo o fluido que está acima do pistão é elevado com as hastes. O fluido que está mais próximo à cabeça do poço entra na linha de produção, e nos ciclos seguinte é deslocado para as etapas de processamento primário.

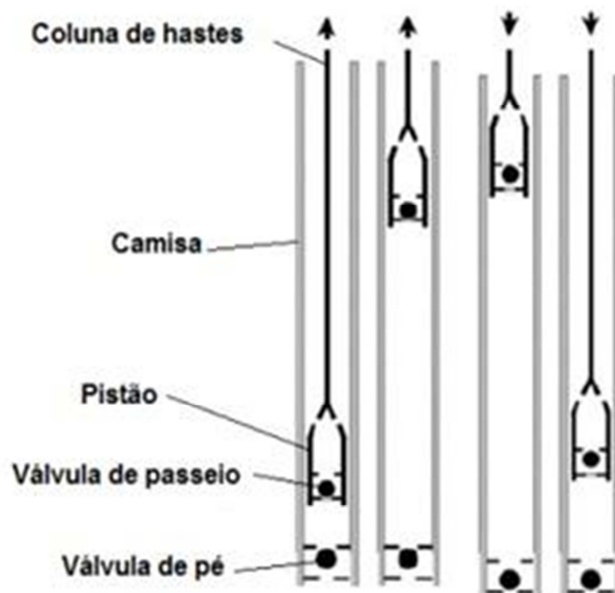


Figura 6 – Ciclo de operação da bomba de fundo.
Fonte: Adaptado de Takács (2002, p.15).

No curso descendente, o fluido abaixo da válvula de passeio é comprimido e, portanto, a válvula de pé é fechada. Como o pistão continua descendo, as pressões acima e abaixo da válvula de passeio se igualam e logo depois, a pressão abaixo fica maior que a pressão acima da válvula de passeio e esta abre, permitindo a passagem do fluido para cima do pistão. Ao atingir o final do curso descendente e iniciar o curso ascendente, a válvula de passeio fecha e a de pé abre, iniciando um novo ciclo (THOMAS, 2004).

2.2.2 COLUNA DE HASTES

Segundo Takács (2002), a coluna de hastes é a parte mais vital do BM, visto que ela proporciona a conexão entre a UB, na superfície, e a bomba de subsuperfície. Ela possui de centenas a milhares de metros de comprimento e tem diâmetro próximo a uma polegada. O comportamento da coluna de hastes pode ter um impacto fundamental na eficiência de elevação do fluido e suas eventuais falhas podem levar a perda total de produção. Contudo, o projeto da coluna de hastes não só assegura uma boa condição de operação, mas pode reduzir consideravelmente os custos de operação de um poço.

Normalmente, estão disponíveis hastes de fabricadas de aço e de plástico revestidas com fibra de vidro, sendo que a grande maioria são hastes de aço.

As hastes de bombeio de aço são fabricadas normalmente em comprimentos de 25 e 30 pés. A conexão entre elas se dá através da utilização de luvas, conforme indicado na Figura 7.

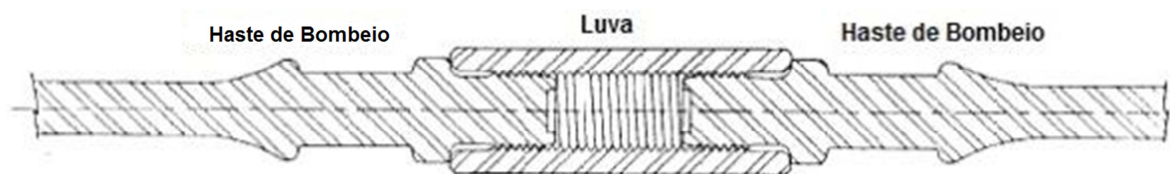


Figura 7 – Haste de bombeio de aço e luva de conexão.
Fonte: Adaptado de Hermanson (1987, p.2).

As hastes de bombeio foram originalmente fabricadas em varas de madeiras com pontas de aço parafusadas. Uma melhoria foi à utilização de aço em vez de madeira forjando a extremidade na haste de aço. Esta operação gera uma zona de transferência de calor pelo *upset*, o qual é susceptível a ataque de corrosão. Tratamento térmico em todo o comprimento da haste de aço elimina este problema. Enquanto que a geometria geral da haste de aço manteve-se relativamente inalterado, melhorias no acabamento superficial, metalurgia e controle de qualidade foram responsáveis pelo aumento do desempenho (HERMANSON, 1987).

A *American Petroleum Institute* (API) normatizou os requisitos e especificações para as hastes de bombeio, hastes curtas, hastes polidas e luvas, através da API Spec. 11B. Nessa norma são detalhadas informações sobre a fabricação, acabamento, material, dimensões, entre outras.

Abaixo são listadas as definições de haste de bombeio e haste polida dada pela API Spec. 11B:

- **Haste de bombeio:** Haste de aço ou de plástico reforçada com fibra de comprimento e diâmetro padrão com extremidade roscadas externamente, tipicamente utilizada para transmitir potência mecânica para a bomba de subsuperfície;
- **Haste polida:** Haste de comprimento e diâmetro padrão com uma superfície com acabamento projetado para facilitar a selagem de pressão na caixa de engaxetamento e promover uma comunicação entre os equipamentos instalados na superfície e os equipamentos instalados em subsuperfície, através da conexão entre a UB e a coluna de hastes propriamente dita.

De uma forma particular, Nascimento (2005) frisou que a haste polida, por ser localizada na parte superior da coluna de hastes, esta sujeita a um grande esforço de tração proporcionado pelo somatório do peso da coluna de hastes, do peso do fluido deslocado, da força de aceleração nas mudanças de curso ascendente e descendente, da força de empuxo e da força atrito das hastes com o fluido e eventualmente, da força de atrito das hastes com os tubos. Ela possui superfície polida para permitir uma melhor vedação entre a coluna de tubos e o meio externo.

De uma forma geral, as dimensões das hastes de bombeio, conforme especificado pela API Spec. 11B, são mostradas na Figura 8 e TABELA 1.

TABELA 1 - DIMENSÕES GERAIS E TOLERÂNCIAS PARA HASTES DE BOMBEIO E HASTES CURTAS

Diâm. haste [in]	Largura do rebaixo para chave $\pm 1/32$ in., W_s [in]	Comp. Rebaixo para chave, L_{ws} [in]	Comp. haste de bombeio $\pm 2,0$ in. [ft]	Comp. haste curta $\pm 2,0$ in. [ft]	Diâm. upset, Du [in]	A, $\pm 1/8$ in. [in]	C, $+ 1/16$ in. $-1/16$ in. [in]
1/2	3/4	3/4	25, 30	1 1/3, 2, 3, 4, 6, 8, 8, 10, 12	7/8	1 1/2	1/8
5/8	15/16	1 1/4	25, 30	1 1/3, 2, 3, 4, 6, 8, 8, 10, 12	1 1/8	1 7/8	1/8
3/4	1 1/16	1 1/4	25, 30	1 1/3, 2, 3, 4, 6, 8, 8, 10, 12	1 3/8	2 1/4	1/8
7/8	1 3/16	1 1/4	25, 30	1 1/3, 2, 3, 4, 6, 8, 8, 10, 12	1 1/2	2 5/8	3/16
1	1 3/8	1 1/2	25, 30	1 1/3, 2, 3, 4, 6, 8, 8, 10, 12	1 3/4	3	3/16
1 1/8	1 9/16	1 5/8	25, 30	1 1/3, 2, 3, 4, 6, 8, 8, 10, 12	2	3 3/8	3/16

Fonte: Adaptado de Hermanso (1987, p. 3).

Nota: Ver Figura 8.

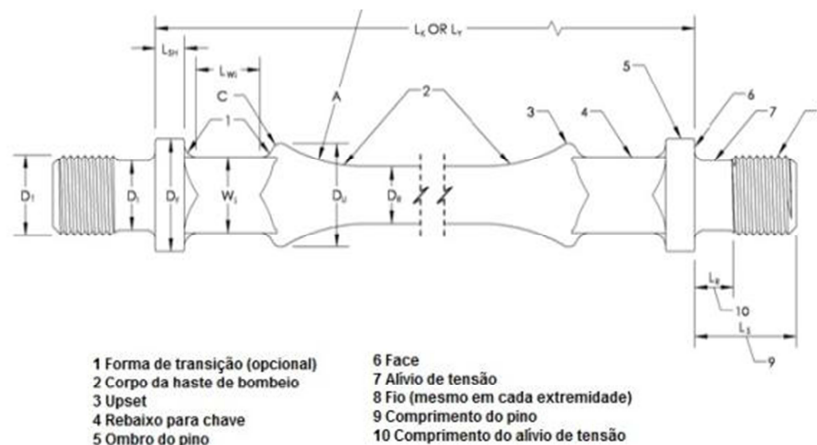


Figura 8 – Haste de bombeio de aço e haste curta.

Fonte: Adaptado de *American Petroleum Institute* (2010, p.26)

Para as hastes polidas, a API Spec. 11B, apresenta as especificações dimensionais detalhada na TABELA 2.

TABELA 2 – DIMENSÕES GERAIS E TOLERÂNCIAS PARA HASTES POLIDAS.

Diâmetro externo [in]	Diâmetro nominal do pino (a) [in]	Diâmetro nominal da haste de bombeio com a qual é utilizada (a) [in]	Comprimento padronizado (b) [ft]
1 1/8 +0,0005 -0,010	0,938 1,063	5/8 3/4	8, 11, 16, 22, 26, 30, 36, 40
1 1/4 +0,005 -0,010	1,188 -	7/8 -	8, 11, 16, 22, 26, 30, 36, 40
1 1/2 +0,005 -0,010	1,375 -	1 -	8, 11, 16, 22, 26, 30, 36, 40

Fonte: Adaptado de *American Petroleum Institute* (2010, p.40).

Nota: a – Existem duas escolhas para tamanhos de rosca para haste polida de 1 1/8"; b – Tolerância no comprimento é ± 2 in. (50,8 mm).

De forma similar aos requisitos dimensionais, a API Spec. 11B também determina as especificações dos materiais constituintes das hastes de bombeio e haste polida.

No caso das hastes de bombeio, ele deve ser fabricado de qualquer aço da série *American Iron and Steel Institute* (AISI) ou equivalente listado na TABELA 3, sendo que as propriedades mecânicas devem obedecer a classificação mostrado na TABELA 4.

TABELA 3 – COMPOSIÇÃO QUÍMICA DE HASTES DE BOMBEIO DE AÇO.

Grau	Composição Química
K	Aço Série AISI 46XX*
C	Aço Série AISI 10XX*
C	Aço Série AISI 15XX*
D – carbono	Aço Série AISI 10XX* Aço Série AISI 15XX*
D – liga	Aço Série AISI 41XX*
D – especial	Qualquer composição química que contenha uma combinação de níquel, cromo e molibdênio com um total de 1,15% do conteúdo da liga

Fonte: Adaptado de *American Petroleum Institute* (2010, p.31).

Nota: * ou um aço de número de série internacionalmente equivalente.

TABELA 4 – PROPRIEDADES MECÂNICAS DE HASTES DE BOMBEIO E HASTES CURTAS DE AÇO.

Grau	Tensão de escoamento mínimo (compensação de 0,2%) [psi]	Tração mínima [psi]	Tração máxima [psi]
K	60.000	90.000	115.000
C	60.000	90.000	115.000
D	85.000	115.000	140.000

Fonte: Adaptado de *American Petroleum Institute* (2010, p.32).

As hastes polidas devem ser fabricadas com aços das séries recomendadas pela AISI, conforme os requisitos químicos e propriedades mecânicas listadas abaixo:

- a) Aço carbono: AISI 1035 a 1050;
- b) Aço inoxidável: AISI 304/316 ou 431;
- c) Aço liga:
 - AISI 4142 a 4140;
 - AISI 4315 a 4340;
 - AISI 4615 a 4625;
 - AISI 8620 a 8630.

As hastes polidas de aço carbono ou aço liga, deverão ter um revestimento superficial por aspersão metálica (*spray metal*), visando garantir a proteção contra corrosão atmosférica e garantir a vedação necessária na caixa de engaxetamento.

As propriedades mecânicas das hastes polidas devem ser conforme os valores abaixo:

- a) Para aços carbono, a resistência a tração deve estar entre 90.000 psi a 160.000 psi (621 MPa a 1.103 MPa);
- b) Para aços-liga, a resistência a tração deve estar entre 95.000 psi e 160.000 psi (655 MPa a 1.103 MPa);
- c) Para aços inoxidáveis, a mínima resistência a tração deve ser de 70.000 psi (482 MPa) para 304/316 e 90.000 psi (620 MPa) para 431.

2.2.3 VIDA EM FADIGA DA HASTE DE BOMBEIO

Segundo Hein Jr (1993), a capacidade de uma haste de bombeio durar em um poço equipado com sistema de elevação artificial por BM depende de muitos fatores. Um dos principais fatores é a vida em fadiga da haste. Normalmente, a expectativa de vida da haste é baseada no diagrama modificado de Goodman que resultou em uma expectativa de vida de aproximadamente 10 milhões de ciclos, denominada vida infinita. Essa expectativa foi baseada em trabalhos sobre fadiga que duraram aproximadamente 15 anos, sendo publicado na *API Recommended Practice 11BR*.

O uso potencial do diagrama de Goodman para seleção da tensão da haste de bombeio de aço disponível e a variação de tensão foi identificado nos anos de 1950. Este diagrama mostrou que para toda carga mínima, existia uma carga máxima para provocar o requerido ciclo de vida.

Em um poço de petróleo, as condições ambientais normalmente resultam em pits de corrosão, problemas de manuseio e regiões de concentração de tensão que não permitem a vida infinita. Mesmo assim, de uma forma geral, é aceito através de observações de campo que a expectativa de vida infinita original se aplicaria a hastes de bombeio.

Hermanson (1993) mostrou em seu trabalho que as muitas mudanças que foram realizadas no processo de fabricação das hastes de bombeio de aço, em adição com o aumento do conhecimento do seu desempenho em campo, além do melhor entendimento dos parâmetros que influenciam o seu desempenho sob fadiga, sugeriam uma necessidade de revisão dos parâmetros até então adotados sobre a sua vida em fadiga. Sendo observadas melhorias dos requisitos de acabamento das hastes de bombeio, um melhor controle da sua composição química, aumento da pureza do aço, grãos mais finos e requisitos de tratamento à quente melhor para produzir o requisito de resistência final desejado para cada grau de haste.

Esta observação realizada por Hermanson (1993) é confirmada através da evolução das curvas de fadigas para haste de bombeio disponíveis na literatura e *sites* de fabricantes.

Segundo Hermanson (1993), todos estes fatores, quando aplicado corretamente, resultarão na melhoria da vida em fadiga. Especificamente, para as atuais hastes de bombeio de aço, estas melhorias devem resultar em aumento nos ciclos mínimos para falhas de 10 milhões de ciclos (mais de 30 a 60 anos atrás) para mais 50 milhões de ciclos hoje. Quando este tempo de ciclo são aplicados para um sistema de bombeio mecânico operando com 10 cpm (ciclos por minuto), 24 horas por dia e 12 meses por ano, a expectativa teórica de vida em fadiga aumentará de aproximadamente 23 meses (10 milhões de ciclos) para 115 meses (50 milhões de ciclos).

2.3 HASTE POLIDA

De uma forma geral, nota-se uma reduzida quantidade de publicações referentes a haste polida, principalmente no que diz respeito as falhas relacionadas com a sua aplicação ao sistema de elevação por BM, bem como alternativas para sua minimização.

Pode-se citar o trabalho realizado por Green (2011), que apresenta uma visão macro dos fatores motivadores da falha em haste polida, o trabalho experimental

desenvolvido por Angelo (1995), que quantifica os impactos da aplicação de modelos diferentes de grampo na sua vida em fadiga e o trabalho desenvolvido por Soares (2010), que relata os impactos das falhas em haste polida em um campo localizado no norte do Espírito Santo.

2.3.1 FALHA EM HASTE POLIDA

Segundo Hendricks (2001), as maiores das falhas em haste polida ocorrem no corpo, geralmente abaixo do grampo, ou no pino. As falhas no corpo da haste polida abaixo do grampo é o resultado de esforços de flexão, sendo os principais motivadores:

- UB fora do alinhamento (Figura 9 e Figura 10);
- Mesa da UB desnivelada (Figura 11);
- Desgaste na mesa da UB;
- Célula de carga desalinhada;
- Instalação incorreta do grampo de fixação da haste polida (por exemplo, na parte da haste polida com *spray metal*, conforme mostrado na Figura 12).

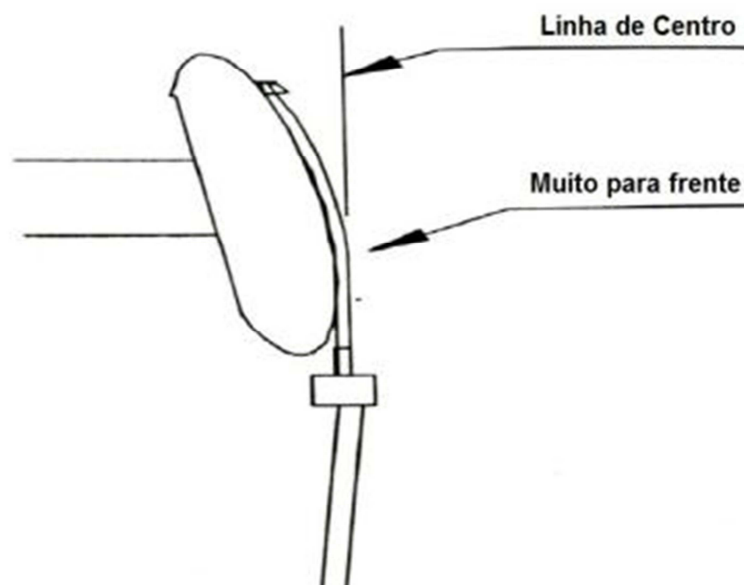


Figura 9 – Desalinhamento da UB para frente.
Fonte: Adaptado de Green (2011, p.5).

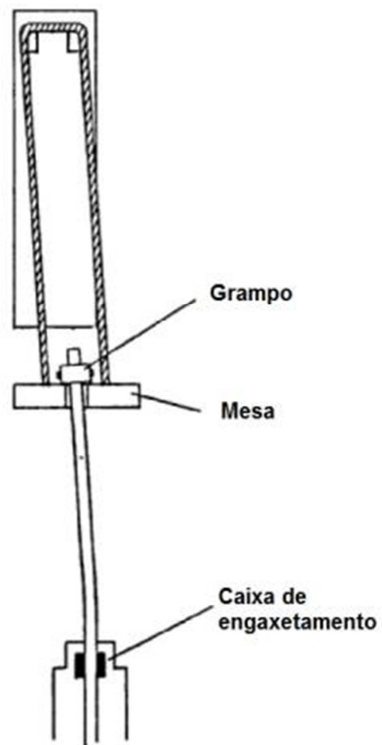


Figura 10 – Desalinhamento lateral da UB.
Fonte: Adaptado de Green (2011, p.6).

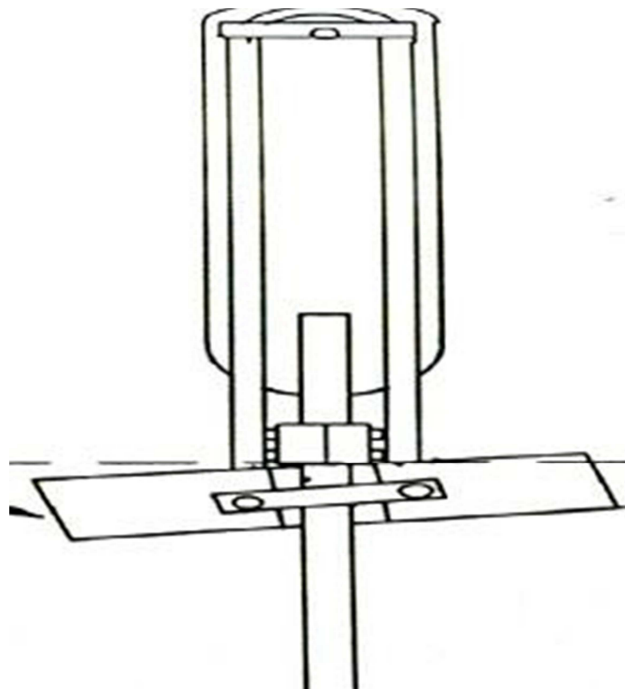


Figura 11 – Mesa da UB instalada incorretamente.
Fonte: Green (2011, p.8).

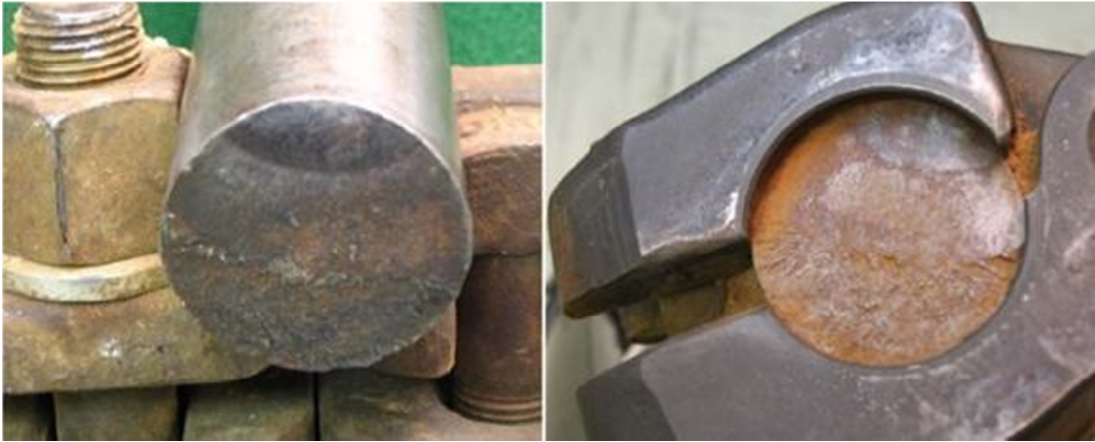


Figura 12 – Falha em haste polida com *spray metal*.
Fonte: Green (2011, p.16).

A Figura 13 mostra um exemplo de falha em haste polida devido à instalação incorreta do grampo de fixação. Nesse caso, o grampo foi instalado na parte da haste polida com *spray metal*. As hastes polidas com *spray metal*, normalmente, possuem uma parte sem *spray metal* justamente para instalação do grampo de fixação, mas devido à dificuldade de conciliar a altura dessa parte da haste com a altura da mesa da UB, é frequente a instalação no local incorreto.



Figura 13 – Exemplo de falha de haste polida com *spray metal*.
Fonte: Hendricks (2001, p.8).

Quando se refere às falhas por instalação incorreta do grampo de fixação, conforme observado por Green (2011), verificou-se que há uma redução significativa das falhas com haste polida com a utilização de torquímetro, contudo não é uma prática usual de campo a utilização desta ferramenta.

As falhas no pino da haste polida geralmente ocorrem com a instalação incorreta de luvas de haste normais na haste polida. O perfil de rosca do pino da haste polida é diferente da haste normal, sendo que a luva apropriada para haste polida não danifica a haste normal de bombeio, mas o contrário sim (Figura 14). A observação da particularidade das luvas utilizadas na haste polida é destacada no trabalho de Hermanson (1987).

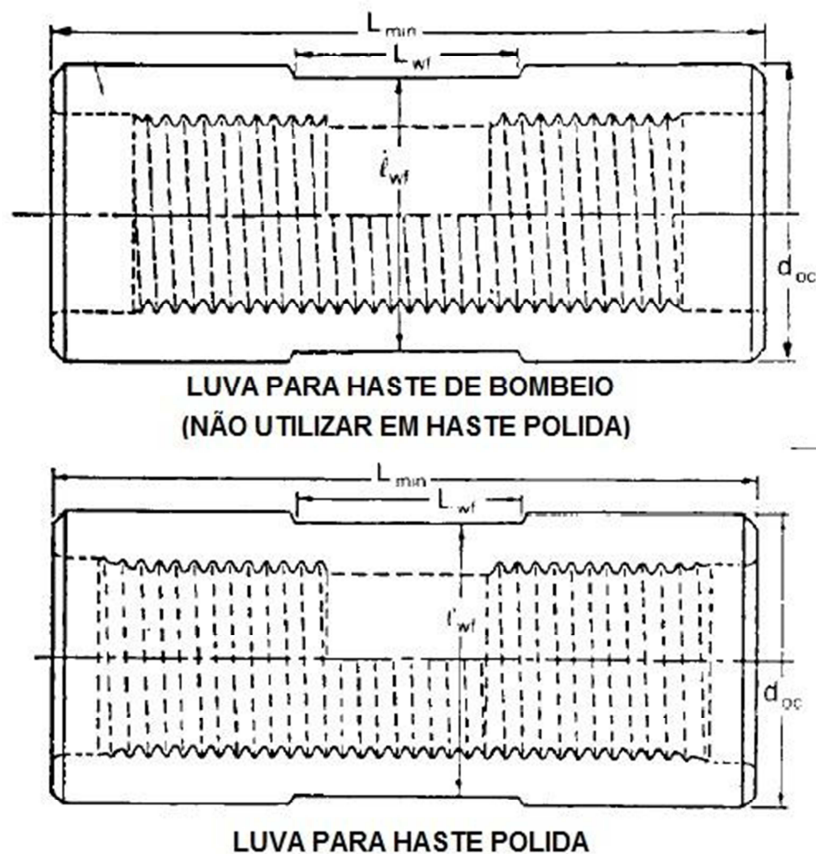


Figura 14 – Luvas para haste de bombeio e haste polida.
Fonte: Adaptado de Hermanson (1987, p.4).

2.3.1 GRAMOS DE FIXAÇÃO

No trabalho desenvolvido por Angelo (1995), foi realizado vários testes experimentais onde buscou-se comparar os impactos da utilização de grampos de fixação do tipo de entalhe (Figura 15 e Figura 16) e do tipo de fricção (Figura 17), afirmando que muitas falhas em haste polida ocorrem na base do grampo de fixação e que na maioria das vezes são falhas por fadiga.

No grampo do tipo de entalhe, o diâmetro interno do grampo é fabricado menor que o diâmetro externo da haste polida, de modo que cada conjunto de dentes mostradas na Figura 16 tenha quatro pontos de contato com a haste polida, sendo as forças de compressão são concentradas em áreas pequenas da haste polida.

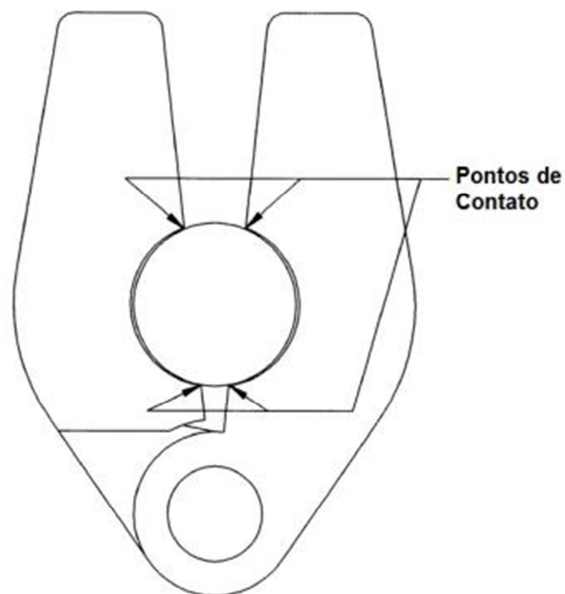


Figura 15 – Desenho esquemático do grampo de entalhe.
Fonte: Adaptado de Angelo (1995, p.14).



Figura 16 – Grampo de entalhe.
Fonte: Adaptado de Angelo (1995, p.15).

Os grampos do tipo de fricção distribuem as forças ao longo de uma área maior fazendo o diâmetro interno do grampo igual ao diâmetro externo da haste polida como mostrado na Figura 17.

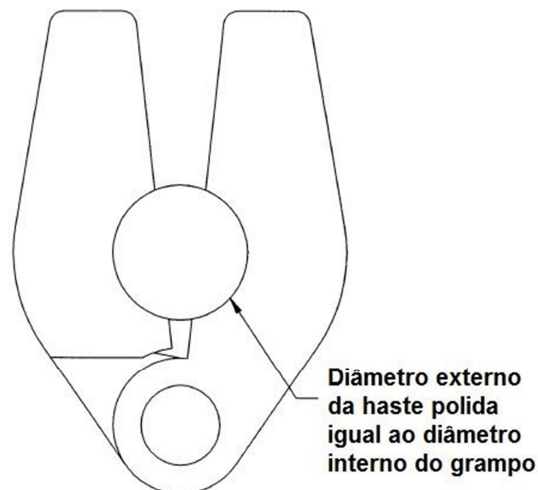


Figura 17 – Desenho esquemático do grampo de fricção.
Fonte: Adaptado de Angelo (1995, p.16).

Em seu trabalho Angelo (1995), analisou três casos:

- Caso 1: um grampo de entalhes devidamente instalado;
- Caso 2: um grampo de entalhe o qual foi demasiadamente apertado, uma prática de campo comumente encontrada;

- Caso 3: um grampo de fricção devidamente instalado capaz de sustentar a mesma carga na haste polida que o grampo de entalhe do caso 1.

Para realização dos testes experimentais Angelo (1995), utilizou os aparatos experimentais mostrados na Figura 18, a fim de criar tensões de flexão rotativas em uma haste polida de diâmetro de 1 ¼". A haste se tornou uma viga escorada. A extremidade livre foi defletida e a extremidade oposta com o grampo da haste polida foi segura rigidamente. A deflexão criou uma flexão na interseção da haste polida e o grampo. A magnitude da força foi variada pela mudança do *offset* no prato de deflexão rotativo.

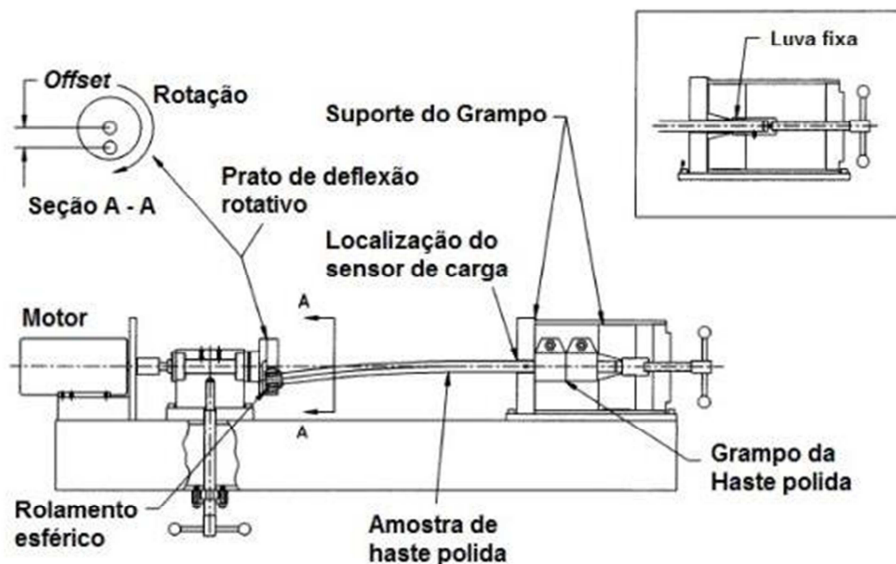


Figura 18 – Aparatos utilizados para realização do teste de fadiga da haste polida.
Fonte: Adaptado de Angelo (1995, p.18).

Como resultado de seu trabalho, as curvas S-N para todos os três casos são mostrados na Figura 19. Baseado nos resultados do caso 1 e caso 3, o grampo de fricção reduziu o limite de resistência da haste polida para um nível abaixo do que o grampo de entalhe. Isso implica que o grampo de fricção é mais prejudicial para a haste polida submetida à mesma flexão.

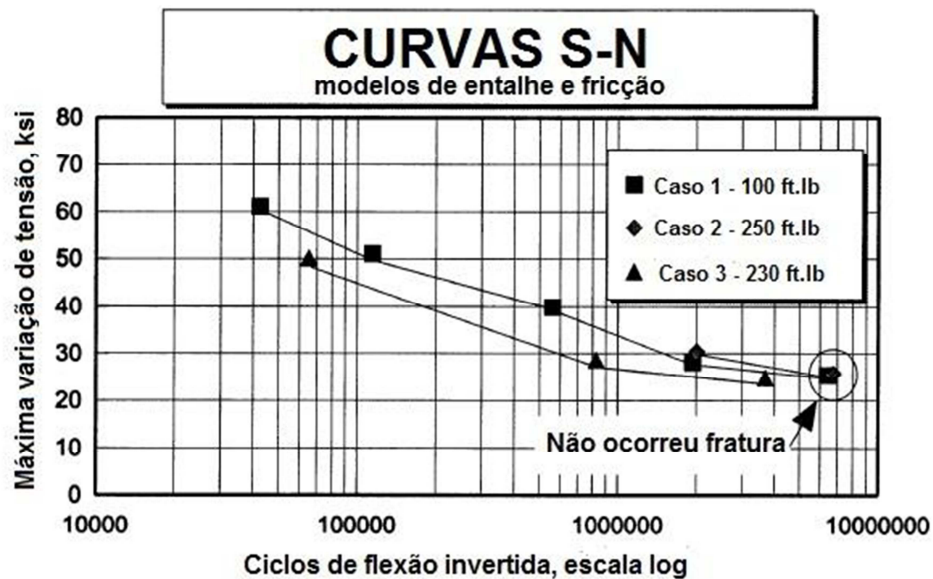


Figura 19 – Curva S-N comparativa dos três casos.
Fonte: Adaptado de Angelo (1995, p.32).

O método do laboratório usado para gerar a tensão na haste polida é diferente das condições de campo, visto o seu caráter principal de flexão e uma distribuição homogênea da carga no perímetro da haste polida. Como um resultado, verifica-se diferenças entre os padrões de fratura em laboratório e no campo.

Segundo Angelo (1995), pela deflexão a extremidade livre da haste polida no padrão circular no teste de bancada, cada ponto no perímetro da haste polida na face do grampo foi submetido ao mesmo ciclo de tensão. Em condições de campo os ciclos de tensão são criados por uma condição de tensão axial e de flexão na haste polida que não é usualmente rotativa, de modo que só um ponto no perímetro é submetido ao máximo ciclo de tensão. Muitas das fraturas visualizadas em laboratório têm múltiplos pontos de início de trinca espaçados ao redor do perímetro da haste polida, que cresceram radialmente para o interior e finalmente resultaram em uma fratura perto do centro da haste polida, conforme se pode visualizar na Figura 20.

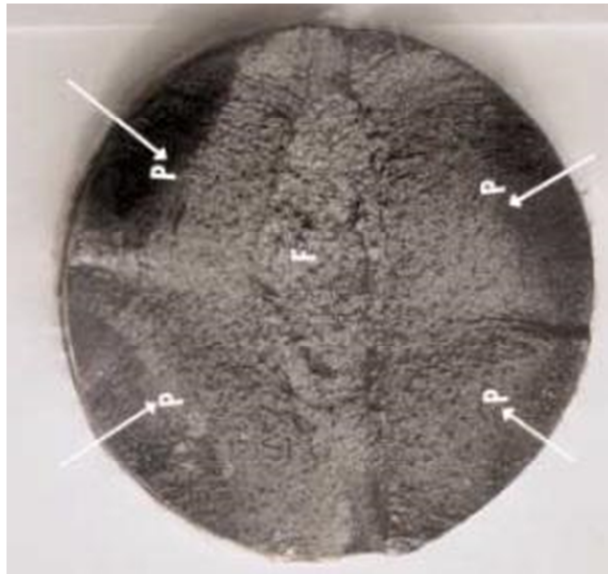


Figura 20 – Fratura visualizada em laboratório.
Fonte: Adaptado de Angelo (1995, p.24).



Figura 21 – Fratura visualizada em campo.
Fonte: Adaptado de Angelo (1995, p.36).

Para o caso de campo, na Figura 21, podem-se visualizar marcas de desgaste na base do grampo indica que o mesmo foi instalado com um lado mais baixo do que o outro. Isso resultou em flexão na haste polida em adição as cargas axiais normais. A combinação de flexão e tração causou uma tensão flutuante critica em apenas um ponto no perímetro da haste polida adjacente a marca de desgaste na base do grampo. Isso criou um ponto de iniciação da trinca o qual então propagou transversalmente a haste polida até a fratura ocorrer no lado oposto do lugar de início da trinca.

Segundo Angelo (1995), não está claro se o laboratório ou o campo representam o cenário de pior caso. Baseado nas observações feitas no seu estudo, não pode ser determinado se os fatores de concentração de tensão em termos absolutos são o mesmo para o laboratório e as condições de campo. Contudo, é razoável esperar que as concentrações de tensão determinada no laboratório ocorrerão na mesma sequência que no campo.

Uma superfície de *spray metal* é uma camada fina e muito dura aplicada suavemente sobre o metal com o propósito de proporcionar maior resistência a abrasão e corrosão (Angelo, 1995). Cargas radiais impostas pelo grampo quebram o revestimento duro como mostrado na Figura 22. Essas fraturas aumentam grandemente a probabilidade de início da falha por fadiga. Em adição, qualquer grampo terá que ser excessivamente apertados na superfície dura a fim de alcançar a carga nominal. Essas elevadas cargas compressivas podem danificar o próprio grampo, bem como a haste polida.



Figura 22 – Trincas na superfície de hastes polidas com *spray metal*.

Fonte: Adaptado de Angelo (1995, p.37).

Por fim Angelo (1995) destacou as seguintes conclusões em seu trabalho:

- Flexão na mesa da UB e aperto na superfície de *spray metal* são as principais causas das falhas na haste polida. A utilização de pratos niveladores entre a mesa e o grampo da haste polida e a verificação da base do grampo da haste polida são procedimentos simples, mas eficazes para minimizar as tensões de flexão na haste polida. O aperto na superfície de *spray metal* da haste polida pode resultar em falhas por fadiga, mesmo se a flexão não está presente. Os grampos de haste polida nunca devem ser instalados na superfície de *spray metal*.
- Os grampos de entalhe têm menores fatores de concentração de tensão que os grampos de fricção. Desta forma, os grampos de entalhe são as melhores escolhas.
- O aperto excessivo em um grampo de entalhe não aumenta o fator de concentração de tensão. Contudo, uma boa política é seguir sempre os procedimentos recomendados pelos fabricantes e aplicar não mais que o torque necessário nos parafusos para atingir a capacidade nominal do grampo.

2.4 ESTADO TRIAXIAL DE TENSÕES

Inicialmente define-se σ como o componente de tensão normal e τ o componente de tensão cisalhante.

Segundo Raoufi (2013), para as análises estruturais assume-se que os materiais são isotrópicos, ou seja, suas propriedades físicas são independentes da direção considerada, visto que nas análises estruturais a principal preocupação está voltada para a intensidade das tensões envolvidas e não da sua direção de ação.

Para este estado tensional, considerando a Figura 23, da equação de equilíbrio de momento tem-se o teorema de igualdade recíproca das tensões tangenciais ou teorema de Cauchy:

$$\begin{cases} \tau_{xy} = \tau_{yx} \\ \tau_{xz} = \tau_{zx} \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} \end{cases} \quad (1)$$

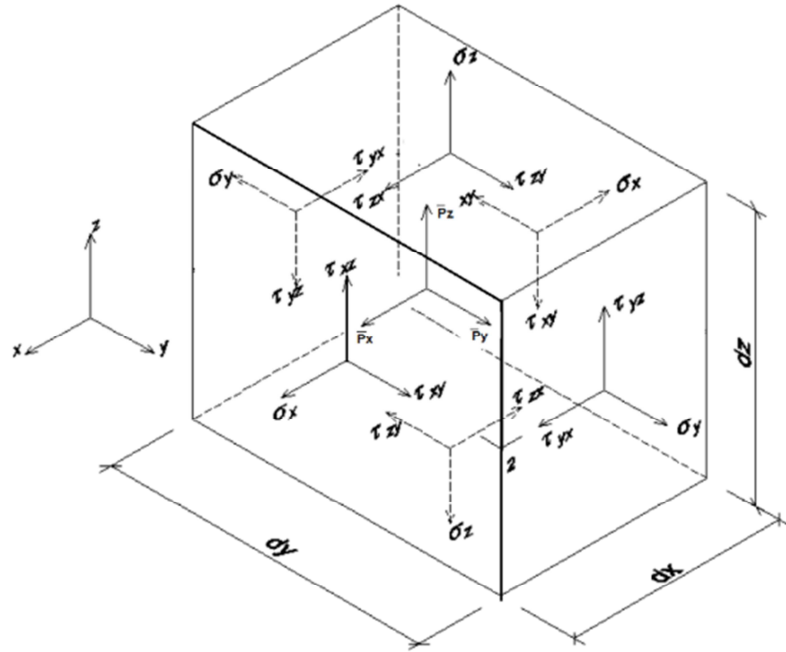


Figura 23 – Estado Triaxial de tensões.
Fonte: Adaptado de Mascia (2006, p.40).

Ainda como base na Figura 23, considerando as equações da Teoria da Elasticidade Linear, as equações de equilíbrio de forças nas direções x , y e z , fornece as equações diferenciais de equilíbrio:

$$\begin{cases} \sigma_{x,x} + \tau_{xy,y} + \tau_{xz,z} + \bar{P}_x = 0 \\ \tau_{xy,x} + \sigma_{y,y} + \tau_{yz,z} + \bar{P}_y = 0 \\ \tau_{xz,x} + \tau_{yz,y} + \sigma_{z,z} + \bar{P}_z = 0 \end{cases} \quad (2)$$

sendo que a vírgula no índice indica derivação e \bar{P}_i , com $i = x, y$ ou z , indica uma grandeza estabelecida de força por unidade de volume.

Considerando as equações de equilíbrio de forças na fronteira, podem-se obter as condições mecânicas de contorno:

$$\begin{cases} l\sigma_x + m\tau_{yx} + n\tau_{zx} = \bar{X} \\ l\tau_{xy} + m\sigma_y + n\tau_{zy} = \bar{Y} \\ l\tau_{xz} + m\tau_{yz} + n\sigma_z = \bar{Z} \end{cases} \quad (3)$$

onde \bar{X}, \bar{Y} e \bar{Z} são forças de superfície que atuam nas faces do tetraedro, l, m e n são os cossenos diretores da semi-normal da face abc do tetraedro da Figura 24.

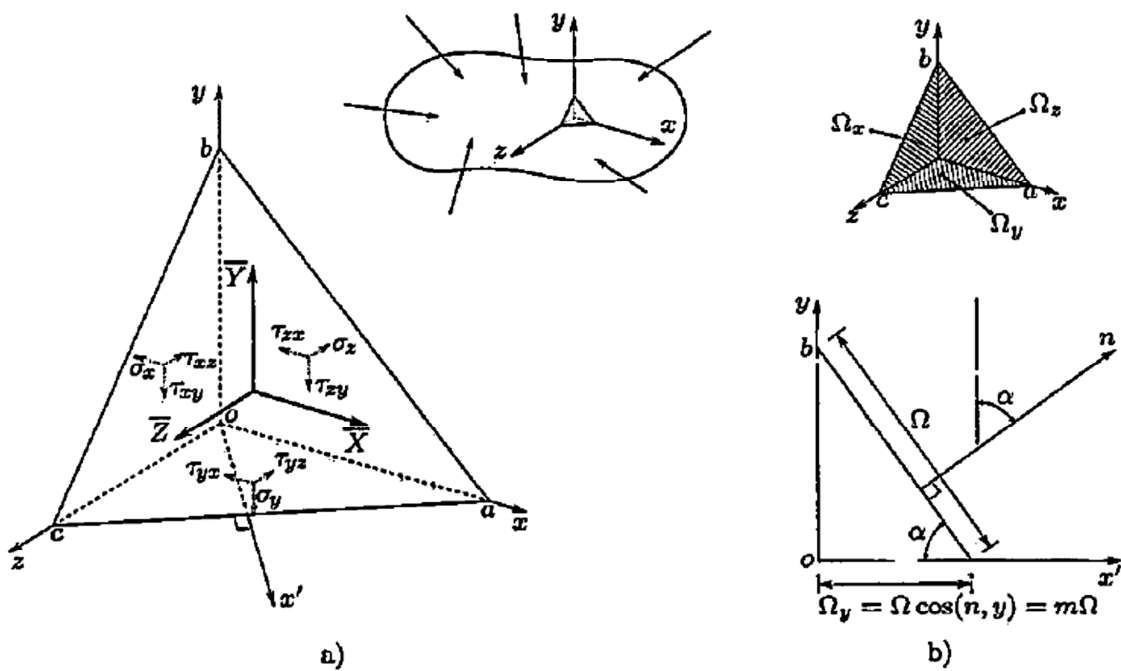


Figura 24 – Tetraedro elementar definido na superfície de um corpo.
Fonte: Silva (2004, p.15).

Os deslocamentos prescritos de um dado elemento são chamados condições geométricas de contorno, sendo definidas por:

$$u = \bar{u} \quad (4)$$

$$v = \bar{v} \quad (5)$$

$$w = \bar{w} \quad (6)$$

onde u , v e w são os componentes de deslocamento nas direções x , y e z , respectivamente.

Em um mesmo ponto do contorno pode-se ter condição mecânica e geométrica, perpendicularmente.

A relação entre a tensão e a deformação (ϵ) em materiais linear-elástico-isotrópicos pode ser determinada pelas Equações de 7 a 13, também chamadas de Equações constituintes.

$$\sigma_x = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\epsilon_x + \nu\epsilon_y + \nu\epsilon_z] \quad (7)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [\nu\epsilon_x + (1-\nu)\epsilon_y + \nu\epsilon_z] \quad (8)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [\nu\epsilon_x + \nu\epsilon_y + (1-\nu)\epsilon_z] \quad (9)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (10)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (11)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (12)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (13)$$

onde E é o módulo de elasticidade ou de Young, ν é o coeficiente de Poisson, G é o módulo de elasticidade em cisalhamento, ε é a deformação linear ou normal e γ é a deformação de cisalhamento, deformação angular ou distorção.

Considerando os deslocamentos nodais (u, v e w), conforme ilustrado na Figura 25, e considerando uma deformação em um elemento infinitesimal, identificam-se duas formas de deformação:

- Deformação das dimensões do elemento, quando as rotações impostas a ele são muito pequenas em relação à unidade;
- Deformação de alteração de ângulo, também chamada de distorção.

Desta forma, podem-se obter os componentes de deformação da elasticidade linear ou as relações deformação-deslocamento:

$$\varepsilon_x = u_{,x} \quad (14)$$

$$\varepsilon_y = v_{,y} \quad (15)$$

$$\varepsilon_z = w_{,z} \quad (16)$$

$$\gamma_{xy} = u_{,y} + v_{,x} \quad (17)$$

$$\gamma_{xz} = u_{,z} + w_{,x} \quad (18)$$

$$\gamma_{yz} = v_{,z} + w_{,y} \quad (19)$$

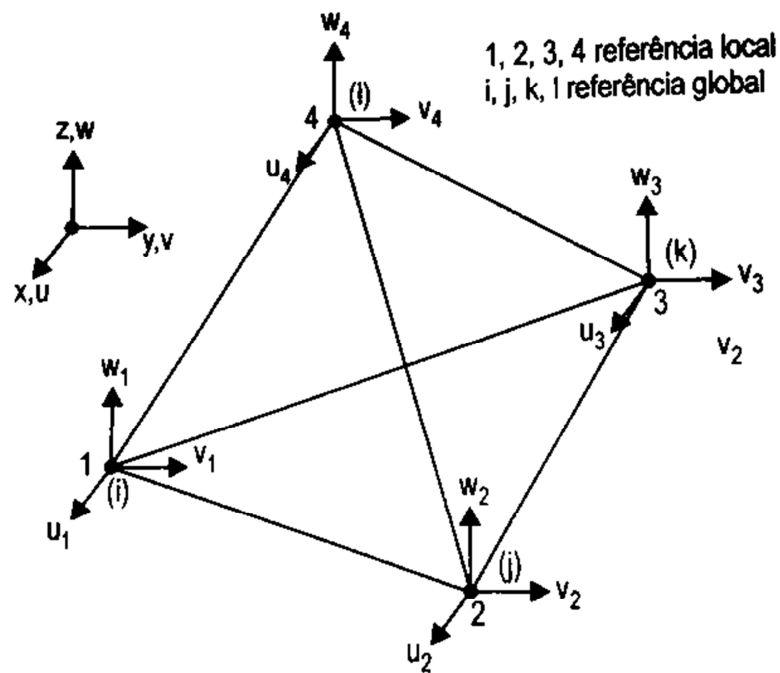


Figura 25 – Deslocamentos nodais.
Fonte: Fialho (2008, p.56).

Pode-se mostrar que as três tensões principais normais podem ser raízes da equação polinomial cúbica abaixo:

$$\sigma^3 - \alpha_2 \sigma^2 - \alpha_1 \sigma - \alpha_0 = 0 \quad (20)$$

onde:

$$\alpha_2 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad (21)$$

$$\alpha_1 = \tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_y \sigma_z - \sigma_z \sigma_x \quad (22)$$

$$\alpha_0 = \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2\tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{zx}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 \quad (23)$$

As tensões de cisalhamento principais podem ser determinadas como:

$$\tau_{zx} = \frac{\|\sigma_z - \sigma_x\|}{2} \quad (24)$$

$$\tau_{xy} = \frac{\|\sigma_x - \sigma_y\|}{2} \quad (25)$$

$$\tau_{yz} = \frac{\|\sigma_y - \sigma_z\|}{2} \quad (26)$$

O modelo matemático do estado tensões pode ser definido pelas equações diferenciais de equilíbrio (Equação 2), as equações constitutivas (Equações 7 a 13) e as relações de deformação-deslocamento (Equações 14 a 19). Trata-se de um problema de valor de contorno, onde as tensões, deslocamentos e deformações são obtidos pela resolução das equações diferenciais e algébricas, considerando as condições mecânicas (Equação 3) e geométricas (Equação 4 a 6) de contorno. Esta resolução pode-se tornar grandemente complexa à medida que existam irregularidades no domínio e nas condições de contorno, sendo às vezes impraticáveis (SORIANO, 2003).

2.5 FORMULAÇÃO DO MODELO DE DESLOCAMENTO

Segundo Soriano (2003), o modelo de deslocamento utilizado no método dos elementos finitos pode-se basear no princípio dos deslocamentos virtuais.

2.5.1 PRINCÍPIO DO DESLOCAMENTO VIRTUAL

Considerando um carregamento aproximadamente estático, em um dado sistema conservativo (o trabalho das forças internas e externas independem da trajetória),

para o estado uniaxial de tensão e comportamento linear, pode-se definir a energia de deformação por unidade de volume, energia específica ou densidade de energia de deformação, como à área sob a curva do diagrama tensão-deformação (Figura 26).

Na Equação 27, podem-se observar quando se considera a tensão inicial (Figura 26-a) e na Equação 28, com base na lei de Hooke, quando se considera uma deformação inicial (Figura 26-b).

$$U^* = \frac{\sigma\varepsilon}{2} + \sigma_0\varepsilon \quad (27)$$

$$U^* = \frac{\sigma\varepsilon}{2} - E\varepsilon_0 \quad (28)$$

onde U^* é a densidade de energia de deformação, σ_0 é a tensão inicial, ε_0 é a deformação inicial e E é o módulo de elasticidade ou módulo de Young.

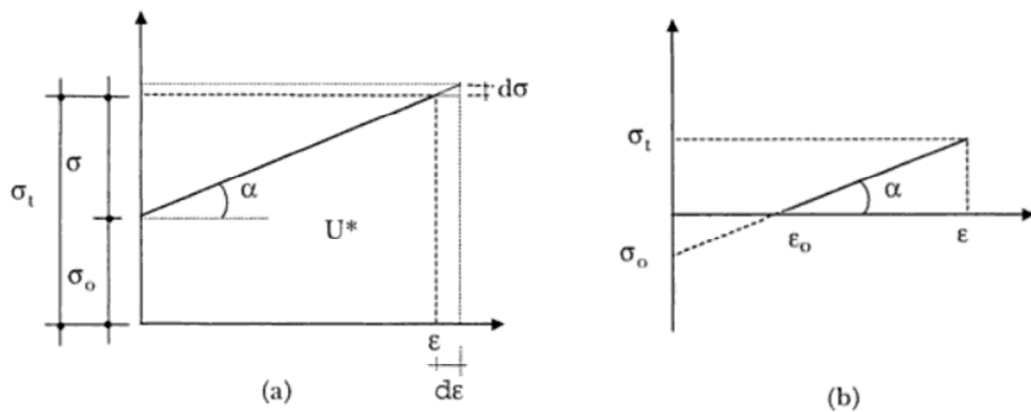


Figura 26 – Diagrama tensão-deformação em comportamento elástico-linear.
Fonte: Soriano (2003, p.26).

Aplicando a lei de Hooke, no caso da Figura 26-b, tem-se:

$$\sigma_t = E\varepsilon + \sigma_0 = E(\varepsilon - \varepsilon_0) = \sigma + \sigma_0 \quad (29)$$

Podem-se representar os componentes de tensão e deformação para o estado triaxial de tensões, respectivamente, nos seguintes vetores:

$$\{\sigma\} = [\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xy} \tau_{xz} \tau_{yz}]^T \quad (30)$$

$$\{\varepsilon\} = [\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_{xy} \gamma_{xz} \gamma_{yz}]^T \quad (31)$$

Observando a Equação 27 e aplicando as Equações 30 e 31, pode-se escrever a energia específica de deformação como:

$$U^* = \frac{1}{2} \{\sigma\}^T \{\varepsilon\} + \{\sigma_0\}^T \{\varepsilon\} \quad (32)$$

De forma similar, pode-se reescrever a Equação 29, determinando a lei constitutiva de material:

$$\{\sigma_t\} = [E]\{\varepsilon\} + \{\sigma_0\} = [E](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) = \{\sigma\} + \{\sigma_0\} \quad (33)$$

onde $[E]$ é a matriz de módulos de elasticidade ou módulos de Young.

Desta forma, pode-se visualizar a energia de deformação pela Equação 34 e o trabalho das forças externas na Equação 35, onde V é o volume do estado de tensão em questão.

$$U = \int_V J^* dV = \frac{1}{2} \int_V \{\sigma\}^T \{\varepsilon\} + \{\sigma_0\}^T \{\varepsilon\} dV \quad (34)$$

$$W = \frac{1}{2} \int_V (\{u\}^T \{\bar{P}\}) dV + \frac{1}{2} \int_{S_1} (\{u\}^T \{\bar{Q}\}) dS \quad (35)$$

onde $\{u\} = [u \ v \ w]^T$ são as componentes de deslocamentos segundo os eixos cartesianos, $\{\bar{P}\} = [\bar{P}_x \ \bar{P}_y \ \bar{P}_z]^T$ são as componentes de força de volume, $\{\bar{Q}\} = [\bar{X} \ \bar{Y} \ \bar{Z}]^T$ são as componentes de força de superfície e S_1 é a parcela da superfície de contorno (S) sob ação da força de superfície.

Considerando dimensões infinitesimais, com base no princípio da conservação de energia (primeira lei da termodinâmica), considerando que o processo é adiabático, sem efeitos magnéticos e dinâmicos e sem geração de calor, estabelece-se que o incremento de energia de deformação é igual ao trabalho decorrente da aplicação de uma força externa, conforme Equação 36.

$$\int_V \left(\{d\varepsilon\}^T (\{\sigma\} + \{\sigma_0\}) + \frac{1}{2} \{d\varepsilon\}^T \{d\sigma\} \right) dV = \int_V \left(\{du\}^T \{\bar{P}\} + \frac{1}{2} \{du\}^T \{d\bar{P}\} \right) dV + \int_{S_1} \left(\{du\}^T \{\bar{Q}\} + \frac{1}{2} \{du\}^T \{d\bar{Q}\} \right) dS \quad (36)$$

Segundo Soriano (2003), desconsiderando os produtos infinitesimais da Equação 36, pode ser obtida a equação que denota o princípio dos deslocamentos virtuais:

$$\int_V \{d\varepsilon\}^T (\{\sigma\} + \{\sigma_0\}) dV = \int_V \{du\}^T \{\bar{P}\} dV + \int_{S_1} \{du\}^T \{\bar{Q}\} dS \quad (37)$$

A Equação 37 tem como suposição que as forças permanecem constantes quando aplicado os deslocamentos infinitesimais, chamados deslocamentos virtuais ou fictícios.

A Equação 37 tem como suposição o sólido está em equilíbrio, sendo possível a obter a partir delas, as equações diferenciais de equilíbrio, além das condições mecânicas de contorno, desta forma a Equação 36 é condição necessária e suficiente de equilíbrio (SORIANO, 2003).

2.6 TEORIAS DE FALHA

Segundo Raoufi (2013), normalmente estão disponíveis quatro critérios de falhas:

- Critério de tensão de von Mises máxima;
- Critério de tensão de cisalhamento máxima;
- Critério de tensão de Mohr-Coulomb máxima;
- Critério de tensão normal máxima.

2.6.1 CRITÉRIO DE TENSÃO DE VON MISES MÁXIMA

Este critério assume que a falha de materiais dúcteis ocorrerá no ponto onde a tensão de von Mises torna-se igual ao limite de tensão. O limite de tensão pode ser assumido como o valor do limite de resistência ou um valor qualquer definido.

A tensão de von Mises é definida com base nas tensões normais e de cisalhamento expressa no sistema de coordenadas cartesianas como:

$$\sigma_{von} = \sqrt{0,5 [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (38)$$

Quando o estado de tensão é puramente cisalhante, a tensão von Mises é obtido pela Equação 39 e a falha ocorre no local onde a tensão de cisalhamento máxima obedece a Equação 40, definida como uma função do limite de escoamento (S_{yield}).

$$\sigma_{von} = \sqrt{3}\tau_{max} \quad (39)$$

$$\tau_{max} = 0,577S_{yield} \quad (40)$$

Desta forma, o fator de segurança (FOS) é definido como a razão entre o limite de tensão (S_{limit}) e a tensão de von Mises:

$$FOS = \frac{S_{limit}}{\sigma_{von}} \quad (41)$$

2.6.2 CRITÉRIO DE TENSÃO DE CISALHAMENTO MÁXIMA

Este critério assume que a falha de materiais dúcteis ocorrerá no ponto onde a tensão de cisalhamento máxima (τ_{max}) torna-se igual à tensão que causa o escoamento do material em um teste de tensão simples. Baseado neste critério, o fator de segurança é definido como:

$$FOS = \frac{S_{limit}}{2\tau_{max}} \quad (42)$$

onde τ_{max} é considerado como o maior valor de

$$\tau_{xy} = \frac{\|\sigma_x - \sigma_y\|}{2} \quad (43)$$

$$\tau_{yz} = \frac{\|\sigma_y - \sigma_z\|}{2} \quad (44)$$

$$\tau_{xz} = \frac{\|\sigma_x - \sigma_z\|}{2} \quad (45)$$

2.6.3 CRITÉRIO DE TENSÃO DE MOHR-COULOMB MÁXIMA

Este critério prever a falha de materiais frágeis, com diferentes propriedades de tensão e compressão. A falha ocorre nos pontos em que:

$$\sigma_1 \geq S_{TL} \text{ se } \sigma_1 > 0 \text{ e } \sigma_3 > 0 \rightarrow FOS = \frac{S_{TL}}{\sigma_1} \quad (46)$$

$$|\sigma_1| \geq -S_{CL} \text{ se } \sigma_1 < 0 \text{ e } \sigma_3 < 0 \rightarrow FOS = \frac{-S_{CL}}{|\sigma_1|} \quad (47)$$

$$\frac{\sigma_1}{S_{TL}} + \frac{|\sigma_3|}{-S_{CL}} > 1 \text{ se } \sigma_1 > 0 \text{ e } \sigma_3 < 0 \rightarrow FOS = \frac{1}{\frac{\sigma_1}{S_{TL}} + \frac{|\sigma_3|}{-S_{CL}}} \quad (48)$$

$$\frac{|\sigma_1|}{S_{TL}} + \frac{\sigma_3}{-S_{CL}} > 1 \text{ se } \sigma_1 < 0 \text{ e } \sigma_3 > 0 \rightarrow FOS = \frac{1}{\frac{|\sigma_1|}{S_{TL}} + \frac{\sigma_3}{-S_{CL}}} \quad (49)$$

onde $|\sigma_1| > |\sigma_2| > |\sigma_3|$, S_{TL} é o limite de resistência a tração e S_{CL} é o limite de resistência a compressão.

2.6.4 CRITÉRIO DE TENSÃO NORMAL MÁXIMA

Este critério prever a falha de materiais frágeis, com o mesmo limite de resistência do material em tensão e compressão. A falha ocorre nos pontos em que:

$$\sigma_1 \geq S_{limit} \quad (50)$$

Baseado neste critério, o fator de segurança é:

$$FOS = \frac{\sigma_1}{S_{limit}} \quad (51)$$

2.7 FADIGA

Conforme exposto por Garcia, Spim e Santos (2000, p. 129):

Os materiais metálicos, quando submetidos a tensões flutuantes ou repetitivas, isto é, quando sob a ação de esforços cíclicos, rompem-se a tensões muito inferiores àquelas determinadas nos ensaios estáticos de tração e compressão. A ruptura que ocorre nessas condições dinâmicas de aplicação de esforços é conhecida como ruptura por fadiga.

A fadiga é um fenômeno que ocorre depois de certo período de tempo, estando o material submetido às condições operacionais. Sendo a falha por fadiga particularmente imprevisível, pois ocorre sem que haja qualquer indicativo prévio.

De acordo com Souza (2004), ocorrerá o rompimento de um metal por fadiga quando a tensão aplicada a ele for flutuante e suficientemente grande de forma a ultrapassar o limite imposto pelas características de cada metal, sendo este limite denominado limite de fadiga. Contudo, nem todos os metais apresentam o limite de fadiga bem definido. A falha por fadiga normalmente ocorre depois de um número suficientemente grande de ciclos de tensões aplicadas ao material, porém não é o único fator que contribui para este tipo de falha.

Segundo Garcia (2000), existem basicamente três tipos de tensões cíclicas ou variáveis que provocam o fenômeno de fadiga: tensão alternada ou reversível, tensões flutuantes ou repetidas e tensão irregular aleatória ou tensões a esmo. Na Figura 27, podem-se visualizar as tensões cíclicas ou variáveis mencionadas. Sendo que as tensões envolvidas podem ser de natureza axial, de torção ou de flexão.

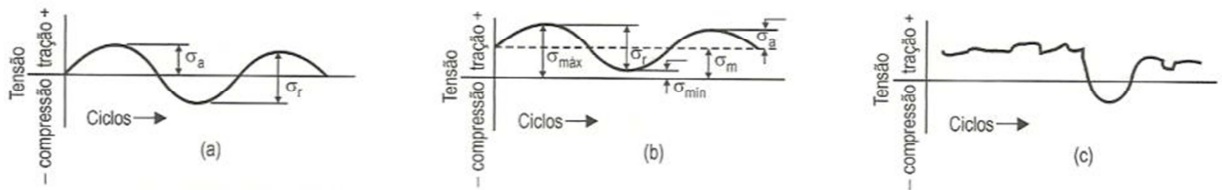


Figura 27 – Ciclos típicos de tensões de falha.

Fonte: Fialho (2013, p.250).

onde σ_a é tensão alternada ou variável, σ_r é faixa de tensões, σ_m é tensão média, σ_{max} é tensão máxima e σ_{min} é tensão mínima.

Da Figura 27 pode-se obter:

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (52)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} \quad (53)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (54)$$

Define-se a relação ou taxa de tensão por:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (55)$$

A concentração de tensões é um dos grandes fatores que afetam a vida em Fadiga, sendo que estas concentrações podem ser causadas pelas descontinuidades estruturais internas e a forma geométrica externa da peça (FIALHO, 2008).

Segundo SolidWorks (2013), a falha devido a fadiga ocorre em três etapas:

1. Uma ou mais trincas se desenvolvem no material. A trinca pode se desenvolver em qualquer lugar do material, mas usualmente ocorre nas faces de contorno devido às altas flutuações de tensões. Trincas podem ocorrer devido a muitas razões. Imperfeições na estrutura microscópica do material e defeitos de superfície causada por ferramentas ou manuseio são exemplos;
2. Algumas ou todas as trincas crescem como um resultado do contínuo carregamento;
3. A capacidade de o material suportar as cargas aplicadas se deteriora até o ponto de causar a falha do mesmo.

2.7.1 CURVA S-N

De acordo com Garcia, Spim e Santos (2000), as propriedades dos materiais, sujeitos a fadiga, podem ser qualificados e quantificados através de ensaios laboratoriais, sendo os resultados normalmente apresentados graficamente pela curva de Wöhler ou curva $\sigma - N$ ou curva S-N (Figura 28), onde é correlacionada a tensão (σ) com o número de ciclos (N) necessários para a falha por fadiga vir a ocorrer.

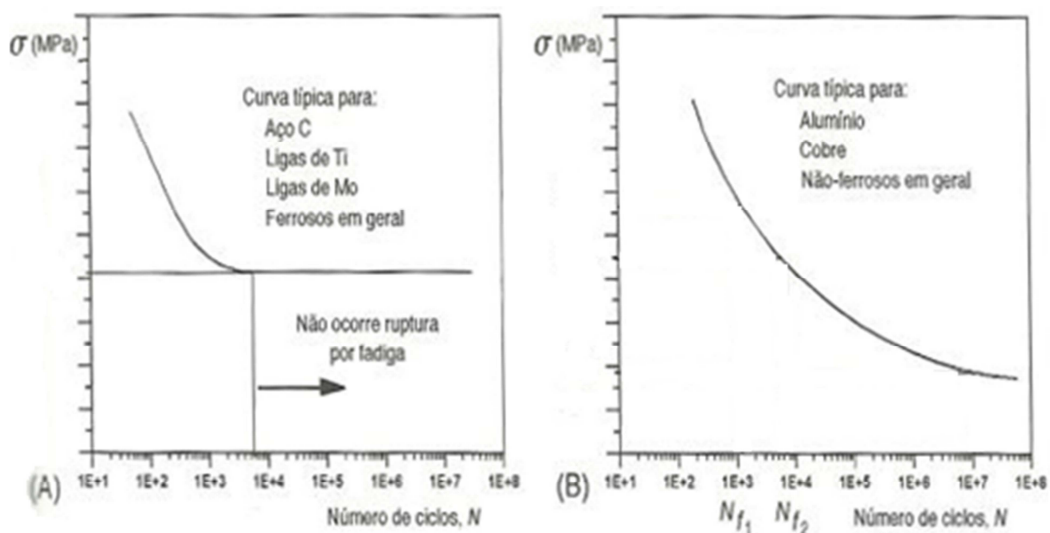


Figura 28 – Curvas típicas obtidas no ensaio de fadiga.
Fonte: Garcia, Spim e Santos (2000, p.197).

A curva S-N é baseada na taxa de tensão ou tensão média. No SWS é possível utilizar várias curvas S-N com taxas de tensão diferentes para o mesmo material, sendo realizada uma interpolação linear para obter o dado solicitado. As curvas S-N, geralmente, são geradas a partir de ensaio com carregamentos uniaxiais, sendo necessária a utilização de um fator de redução da resistência a fadiga, devido ao caráter multiaxial normalmente encontrado em campo.

2.7.2 DANO CUMULATIVO

A teoria de dano cumulativo assume que um ciclo de tensão com uma tensão alternada acima do limite de resistência repercute em um dano permanente mensurável. Esta teoria também assume que o dano total causado por um número de ciclos de tensão é igual ao somatório dos danos causados pelos ciclos de tensão individuais. Neste trabalho foi utilizada a regra linear proposta por Miner para calcular o dano cumulativo.

Segundo Morgado (2007), a regra de Miner é a teoria mais divulgada e mais simples de dano cumulativo (D) pode ser expressa conforme:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (56)$$

onde n_i é o número de ciclos aplicados ao material e N_i é o número de ciclos que provocariam a falha do mesmo material submetido ao mesmo nível de tensão de n_i .

O fator de dano, também chamado de fator de uso, representa a taxa de consumo da vida da estrutura. Um fator de dano de 0,35, por exemplo, quer dizer que 35% da vida de uma estrutura foi consumida, sendo que a falha por fadiga ocorrerá quando o fator de dano for igual a 1.

A regra de Miner não leva em consideração os efeitos das sequências de carregamentos, ou seja, ela prevê que os danos causados por um ciclo de tensão

são independentes do local onde ele ocorre. Além disso, pressupõem que a taxa de acúmulo de dano é independente do nível de tensão.

No SWS a regra linear é utilizada na sua forma simples, quando se especifica que os eventos de fadiga não interagem uns com os outros, porém existe a possibilidade de definir uma interação aleatória entre os eventos de fadiga, quando isso é feito é utilizado o código ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) para avaliação dos danos através da combinação de picos de tensão.

Segundo Anes (2009) e Louro (2010), a ASME avaliou, em 1969, a aplicação do critério de Tresca para determinação da fadiga multiaxial em vasos de pressão. Como este critério se mostrou conservador, de fácil adaptação para muitos cenários, além de ser de fácil aplicação, foi instituído, em 1974, a base para estimativa de vida em fadiga multiaxial, no lugar do critério de von Mises.

Segundo Silva (2013), o critério de Tresca supõe como variável principal a tensão máxima de cisalhamento, ocorrendo o escoamento do material quando o seu valor atinge o limite de escoamento do material (S_{yield}), quando submetido apenas à tensão axial. Na Equação 57, observa-se a tensão máxima de cisalhamento para evitar a falha.

$$\tau_{max} \leq 0,5 S_{yield} \quad (57)$$

2.7.3 MÉTODO *RAINFLOW* PARA CONTAGEM DE CICLO

Para a contagem de ciclo foi utilizado o método *Rainflow*. Segundo Louro (2010), este método foi originalmente proposto por Matsuishi e Endo, sendo o mais popular e o considerado por muitos, o que melhor aproxima a vida à fadiga.

O método de Rainflow, tomando como base a Figura 29, que apresenta o histórico de carga, consiste dos seguintes passos:

- Numerar sequencialmente todos os “picos” e “vales” do histórico de carga;

- Tornar iguais as amplitudes do primeiro e último ponto, caso necessário adicionando um novo ponto;
- Identificar o maior pico e reorganizar os dados de forma que ele se torne o primeiro ponto;
- Contar os picos, utilizando o seguinte procedimento:
 - Levar em consideração os primeiros picos e vales (1, 2, 3 e 4 da Figura 29). Um ciclo é considerado se a amplitude do segundo pico é menor que o primeiro e terceiro ($b < a$ e $b < c$).

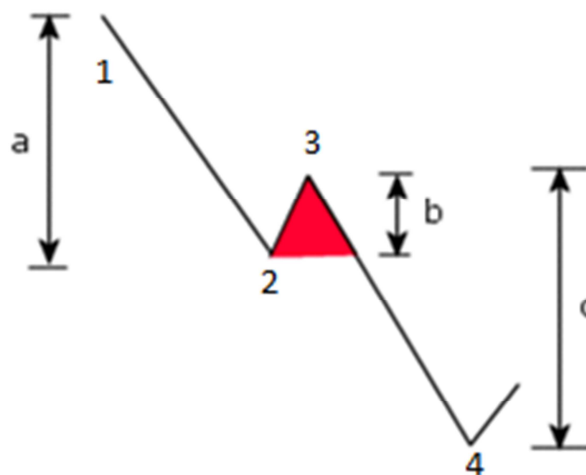


Figura 29 – Esquema de utilização do método de *Rainflow*.
Fonte: SOLIDWORKS(2014).

2.7.4 CORREÇÃO DA TENSÃO MÉDIA

Em um dado ciclo alternado de tensão, a amplitude da tensão é calculada como a metade do intervalo de tensão do ciclo. Desta forma, os danos oriundos do ciclo de tensão são uma função da tensão alternada e da tensão média.

A Figura 30 mostra o diagrama de Haigh que correlaciona o efeito das tensões médias e alternadas com as falhas de um material.

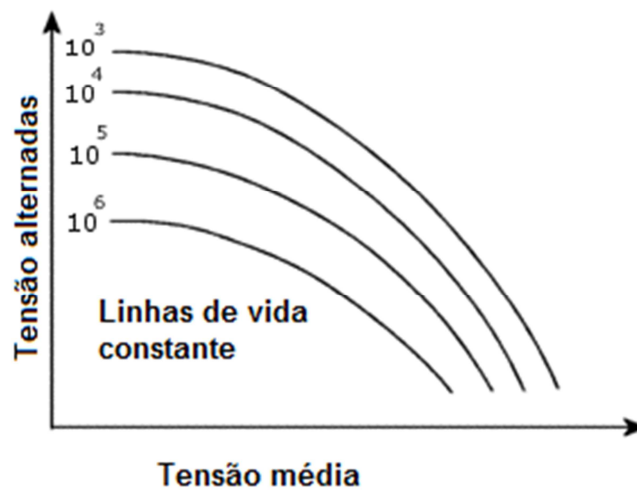


Figura 30 – Diagrama de Haigh.
Fonte: Adaptado de Fialho (2008, p.255).

A maioria dos softwares comerciais utiliza a tensão de von Mises para determinar a tensão média. A Equação 58 mostra a relação de amplitude entre a tensão média e alternada.

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (58)$$

Normalmente são utilizadas três formas de correção da tensão média:

- Método de Goodman para materiais dúcteis:

$$\sigma_{ca} = \frac{\sigma_u \sigma_a}{\sigma_u - \sigma_m} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)} \quad (59)$$

- Método de Goodman para materiais maleáveis:

$$\sigma_{ca} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_m}\right)^2} \quad (60)$$

- Método de Soderberg, o mais conservador:

$$\sigma_{ca} = \frac{\sigma_y \sigma_a}{\sigma_y - \sigma_m} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_y}\right)} \quad (61)$$

sendo σ_{ca} é a tensão alternada corrigida, σ_y é o limite de resistência, σ_u é a resistência máxima, σ_a é a tensão alternada (definida pela Equação 53), σ_m é a tensão média (definida pela Equação 54) e σ_r é a faixa de tensões, definida pela Equação 52.

2.8 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

O Método de Elementos Finitos (MEF) foi desenvolvido visando atender à crescente demanda de resolução de problemas da área da mecânica que não possuíam soluções analíticas é baseado utilização de polinomiais nodais em subdomínios, o que equivale a uma discretização do domínio (UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS, 1997).

Conforme exposto por Fialho (2008, p. 15):

Inicialmente, os computadores, imensas máquinas de calcular sem interface gráfica, auxiliavam os engenheiros e cientistas na solução de complexos cálculos estruturais que envolviam um novo método matemático iniciado nos primeiros anos da década de 1940, a partir de um *paper* publicado pelo matemático, engenheiro e também cientista Richard Courant (1943), que usou uma interpolação polinomial seccionante sobre uma sub-região triangular para investigar problemas de torção. Essa técnica tornou-se conhecida como Método de Elementos Finitos ou simplesmente MEF. Da pesquisa inicial de Courant surgiram outros conduzidas por nomes como Clough, McHenry & Hrenikoff e outros.

A partir do método introduzido por Richard Courant, aplicado na engenharia de estruturas, em conjunto com a aplicação de computadores para simulações, iniciou-se a era espacial, com o advento da ida do homem à Lua. Sendo este, o início da Engenharia Assistida por Computadores (*Computer Aided Engineering – CAE*). A década de 1970 foi marcada pela introdução do Projeto Assistido por Computadores (*Computer Aided Design – CAD*) na indústria, permitindo a modelagem computacional de elementos estruturais, inicialmente na indústria bélica, porém rapidamente foi disseminado na indústria de bens de consumo. Conforme exposto por Silva (2013), a partir da década de 1990 houve uma integração das plataformas, possibilitando aos engenheiros projetar, testar, definir e simular as situações envolvidas com o processo de interesse.

Segundo Soriano (2003), elementos finitos são elementos de dimensões finitas originados a partir da discretização do domínio de contínuo, quando considerado o MEF, sendo eles interconectados entre si através de um número discreto de pontos, denominados pontos nodais.

Para exemplificar o MEF, na Figura 31, pode-se visualizar um modelo discretizado com elementos finitos retangulares, cujos elementos básicos que configuram o conceito de MEF são: o elemento finito; pontos nodais da malha; discretização de vinculação externa; discretização do carregamento aplicado ao modelo. Neste contexto, a interação distribuída entre os elementos finitos, no conceito contínuo do modelo físico, é substituída pelas interações nodais, no modelo discreto proposto no MEF.

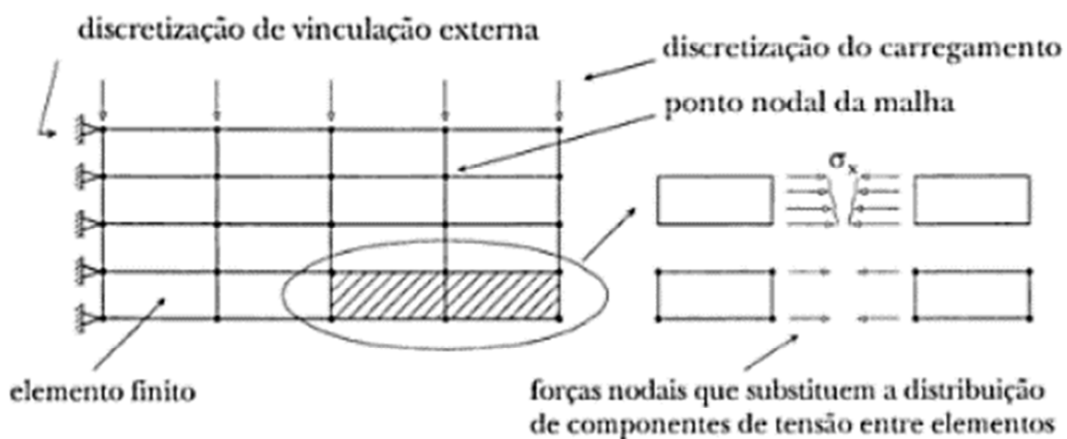


Figura 31 – Exemplificação de discretização em elementos finitos.
Fonte: Adaptado de Soriano (2003, p.5).

De uma forma geral, cada elemento finito tem seu comportamento de forma similar ao todo contínuo. Sendo desta forma, determinado o deslocamento de cada elemento finito através dos seus deslocamentos nodais, como consequência toda a interação, em particular a tensão, entre elementos, é substituída pelas interações nodais entre eles. O equilíbrio infinitesimal do meio contínuo é substituído pelo equilíbrio de cada elemento finito de uma forma isolada, onde ocorre uma troca das equações diferenciais de equilíbrio, do primeiro, por equações algébricas de equilíbrio, do segundo. É importante frisar que a discretização em elementos finitos não imputa pontos de concentração de tensões no modelo. De uma forma global, a interação do modelo com o meio externo, capacitará a obtenção das soluções do problema proposto em função dos deslocamentos nodais (SORIANO, 2003).

As principais vantagens com a utilização do MEF são possibilidade de sua utilização em quaisquer dimensões, o objeto analisado pode ser feito de qualquer material, as propriedades dos materiais podem ser não homogênia (depende da localização) e/ou anisotrópicas (depende da direção), a diversificação das fontes aplicadas (forças, pressões, fluxo de calor, entre outras) e as restrições são bastantes gerais. O MEF executa procedimentos padrões adicionais para dar seguimento aos cálculos (pós-processamento). Ainda existe a possibilidade de um segundo pós-processamento visando produzir estimativas de erro que mostra onde o estudo necessita ser melhorado. Além disso, existem procedimentos adaptativos que permitem correções automáticas e reprocessamentos para alcançar um nível de precisão especificada pelo usuário (AKIN, 2009).

Na metodologia utilizada neste trabalho, os resultados de tensão são primeiro calculados em pontos especiais, chamados de pontos Gaussianos ou pontos de Quadratura, localizados no interior de cada elemento finito. Estes pontos são selecionados por retornar resultados numéricos ótimos. As tensões nos nós são obtidas de cada elemento pela extrapolação dos resultados disponíveis nos pontos Gaussianos.

Após isso, os resultados de tensão de cada nó de todos os elementos são disponibilizados em uma base de dados. Nós comuns para dois ou mais elementos tem múltiplos resultados. Em geral, estes resultados não são idênticos devido que o método de elementos finitos é um método aproximado.

Para calcular as tensões no elemento, é calculada a média das correspondentes tensões nodais para cada elemento. Para calcular a tensão nodal, o programa calcula a média dos correspondentes resultados para todos os elementos que compartilham o nó.

De uma forma macro, o MEF pode ser esquematizado conforme Figura 32 para um problema de meio contínuo, onde pode-se determinar o comportamento do todo ou da parte de uma estrutura qualquer, quando a mesma está submetida a ação de forças externas, condições de contorno e/ou condições iniciais. Após o entendimento do problema do meio contínuo, faz-se necessário a modelagem do meio contínuo, através da determinação de um modelo matemático e, logo após, a determinação do modelo discreto com a implementação do MEF. Após este passo, é realizado a avaliação da precisão da solução numérica obtida, através de sua comparação com uma solução exata conhecida ou a estimativa de erro, através de refinamentos sucessivos do modelo discreto. Obtida a solução dentro de uma precisão desejada, é realizado uma avaliação do modelo matemático proposto, através de métodos comparativos com resultados conhecidos de modelo físico similares, buscando trabalhar os critérios restritivos do modelo inicialmente proposto. De posse de um modelo matemático mais adequado e uma solução numérica em um nível de precisão desejada, pode surgir a necessidade de alteração do problema de meio contínuo proposto, desencadeando uma nova modelagem matemática e discreta, repetindo as rotinas descritas acima até alcançar os objetivos propostos (SORIANO, 2003).

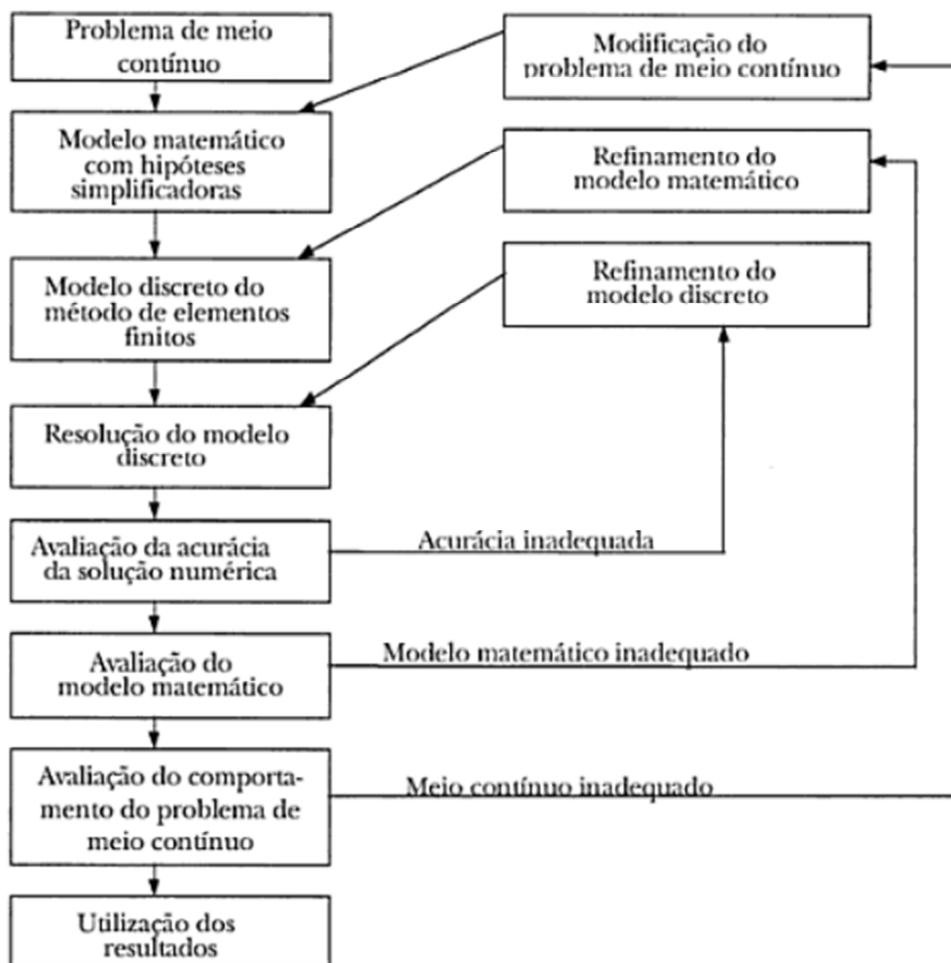


Figura 32 – Esquematização do MEF para análise de um problema de meio contínuo.
Fonte: Soriano (2003, p.7).

Diante do exposto até o momento, o MEF pode ser considerado uma ferramenta auxiliadora para análise de um problema de meio contínuo, onde a obtenção de uma solução exata é inviável não eximindo a responsabilidade do analista em conceber os modelos físicos e matemáticos pertinentes, interpretar e utilizar os resultados de forma correta.

2.8.1 ETAPAS BÁSICAS PARA ANÁLISE COM ELEMENTOS FINITOS

A metodologia aplicada utiliza, basicamente, três etapas em um estudo com aplicação do MEF, conforme ilustrado na Figura 33, sendo elas:

- **Pré-processamento:** inclui a especificação de todos os parâmetros antes da resolução do modelo com MEF. Geralmente, esta etapa pode ser dividida no pré-processamento da modelagem geométrica e pré-processamento da modelagem matemática. A primeira etapa, inclui a eliminação, supressão ou simplificação de detalhes que não afetam os parâmetros de interesse, afetando significativamente no tempo de processamento. Já no pré-processamento da modelagem matemática inclui executar os tipos apropriados de análises baseada no objetivo da análise, seleção dos tipos de elementos, seleção e implementação das fixações, escolha dos materiais e aplicação correta das cargas;
- **Processamento:** envolve a discretização, normalmente chamada de geração de malha, e converte o modelo em elementos finitos discretos e simultaneamente resolve um conjunto de equações algébricas para determinar alguns parâmetros de interesse como a tensão, deformação e deslocamento de elementos;
- **Pós-processamento:** inclui a verificação dos resultados para assegurar que a discretização representa o modelo matemático aceitável e que caracterizam o mundo real. Além disso, esta etapa inclui toda a fase de documentação de resultados, suposições, simplificações, erros, etc.

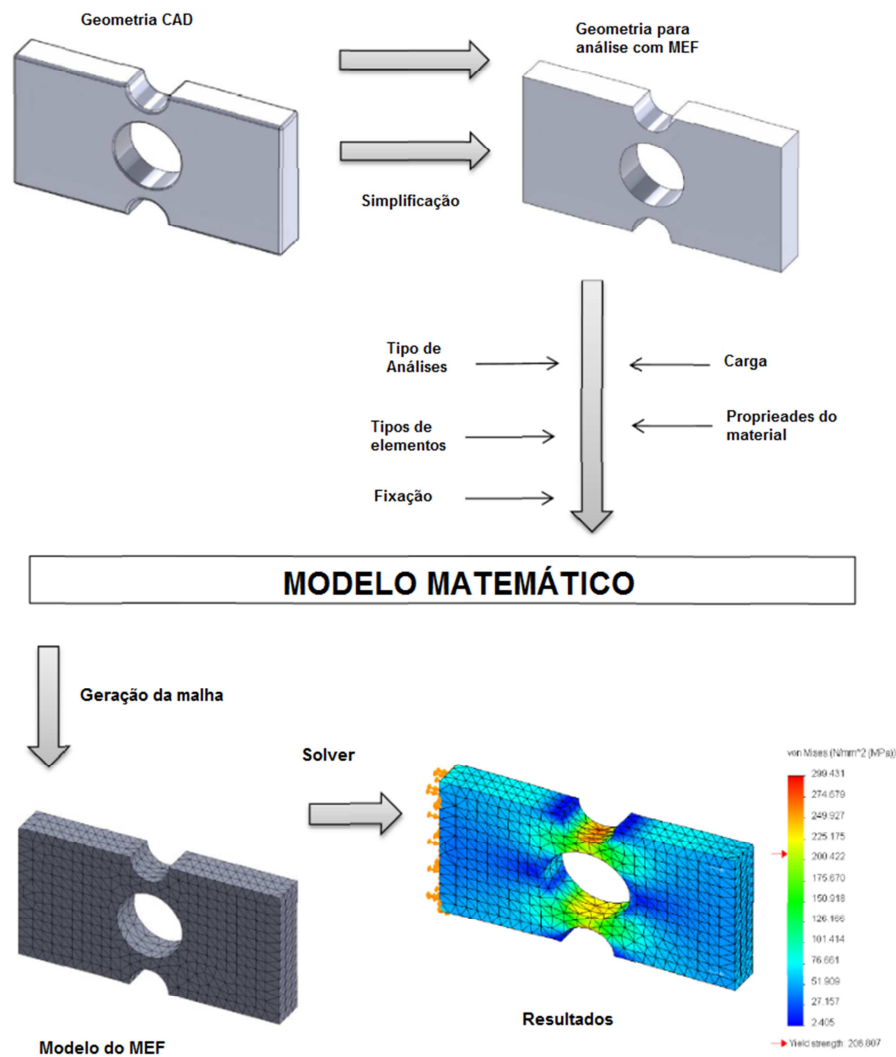


Figura 33 – Etapas principais no processo de análise através do MEF.
 Fonte: Adaptado de Raoufi (2013, p.5).

2.8.2 MALHA COMPUTACIONAL

Segundo Ribeiro (2012), um dos pontos para a execução da discretização das equações diferenciais é a definição no espaço/tempo do domínio no qual os pontos serão aplicados a discretização.

De uma forma geral, a aplicação do MEF para análises estruturais ou simplesmente análises por elementos finitos (AEF) necessita da definição de uma malha computacional. Normalmente esta malha é triangular para superfícies e malha tetraédrica para sólidos.

Segundo Akin (2009), o resultado de uma geração de malha de elementos finitos cria no mínimo dois conjuntos de dados, sendo o primeiro (conjunto nodal) um conjunto de todos os vértices gerados juntamente com as suas coordenadas espaciais e o segundo (conjunto de elementos) um conjunto de elementos juntamente com a lista de números de vértices do elemento ao qual está conectado. Isto é chamado de lista de conectividade do elemento. A lista de conectividade é o dado crítico que permitiu os cálculos da AEF serem automáticos, pois qualquer AEF utiliza operadores que envolvem os números de nós específicos de um elemento único.

A metodologia utilizada durante o processo de geração de malha gera elementos de viga 1D, elementos de casca triangulares 2D e elementos sólidos tetraédricos 3D. A malha pode ser composta de um só tipo de elemento ou de uma forma mista. Para a geração de malha de elementos volumosos é indicado à utilização de elementos sólidos, para peças finas (chapas metálicas) é indicado à utilização de elemento de casca e para componentes estruturais a utilização de vigas e treliças.

Para a geração de malha, a metodologia utilizada, aplica elementos lineares, também chamados de elementos de primeira ordem ou ordem inferior, ou parabólicos, também chamados de elementos de segunda ordem ou ordem superior. Por exemplo, um elemento tetraédrico linear é definido por quatro nós nos vértices conectados por seis arestas retas, já um elemento tetraédrico parabólico é definido por quatro nós nos vértices, seis nós intermediários e seis arestas. A Figura 34 mostra os desenhos esquemáticos de elementos tetraédricos sólidos lineares e parabólicos.



Figura 34 – Elemento linear sólido e elemento parabólico sólido.
Fonte: Akin (2009, p.25).

Considerando uma “entidade T” a ser interpolada no interior de um elemento, cujas coordenadas x , y e z são a localização de um elemento local. Pode-se relacionar o número de nós em um elemento com o número de coeficientes (c_k) do polinômio na aproximação espacial do elemento local. Para elementos lineares tem-se as seguintes equações:

- Tipo de elemento linear com aresta reta - 2 nós:

$$T(x) = c_1 + c_2X \quad (62)$$

- Tipo de elemento de casca triangular com aresta reta ou face tetraédrica - 3 nós:

$$T(x) = c_1 + c_2X + c_3Y \quad (63)$$

- Aresta reta, face plana ou tetraedros – 4 nós:

$$T(x) = c_1 + c_2X + c_3Y + c_4Z \quad (64)$$

Desta forma, o gradiente da solução (primeira derivada) nos tipos de elementos acima é constante e muitos elementos são requeridos para conseguir bons resultados. Uma malha composta por elementos lineares é chamada de “Malha de rascunho” ou *Draft Mesh*.

Considerando os elementos parabólicos, teremos as equações abaixo:

- Tipo de elemento parabólico - 3 nós:

$$T(x) = c_1X + c_2X + c_3X^2 \quad (65)$$

- Tipo de elemento de casca triangular curvada ou face tetraédrica - 6 nós:

$$T(x, y) = c_1 + c_2X + c_3Y + c_4X^2 + c_5XY + c_6Y^2 \quad (66)$$

- Tetraedro curvado em geral – 10 nós:

$$T(x, y, z) = c_1 + c_2X + c_3Y + c_4Z + c_5X^2 + c_6XY + c_7Y^2 + c_8XZ + c_9YZ + c_{10}Z^2 \quad (67)$$

Estes são chamados elementos parabólicos completos porque não existem elementos faltosos no polinômio quadrático, ou seja, os seus gradientes são polinomiais lineares completos no espaço tridimensional. Por essa razão, o gradiente da solução, tensão e fluxos de calor, nestes elementos, variam na seção de forma linear no espaço e são necessários menos elementos quadráticos para uma boa solução. Refere-se aos elementos quadráticos como um “Malha de qualidade” ou *QualityMesh*.

Na metodologia utilizada no presente trabalho, os nós do elemento em toda superfície de um sólido são definidos e então o gerador de malha gera os tetraedros internos trabalhando a partir das superfícies delimitadoras (AKIN, 2009).

Desta forma, o tipo de elemento utilizado na geração da malha, é feito a partir da definição de qualidade da mesma (Malha de rascunho ou Malha de qualidade). Normalmente nos softwares comerciais disponíveis, para a geração propriamente

dita da malha, pode ser utilizado o gerador automático de malhas, que estima o tamanho do elemento global para o modelo, realizando considerações sobre o seu volume, área superficial e outros detalhes geométricos ou através do controle de malha, onde são especificados diferentes tamanhos de elementos para componentes, faces, arestas e vértices. O tamanho da malha gerada (número de nós e elementos) depende da geometria e dimensões do modelo, tamanho do elemento, tolerância de malha, controle de malha e especificações de contato.

A qualidade de uma malha afeta diretamente a precisão dos resultados. Essa qualidade pode ser influenciada por muitos fatores, tais como: tamanho da malha, quantidade de nós, quantidade de elementos, entre outros. Para sua verificação utiliza-se basicamente a verificação de proporcionalidade ou razão de aspecto (RA) e a verificação jacobiana ou razão jacobiana para avaliação da qualidade de uma determinada malha.

No caso de malha sólida, a presença de tetraedros uniformes (arestas do mesmo tamanho) é indicada para uma melhor precisão numérica. A precisão é drasticamente afetada quando há a presença de elementos com comprimentos de arestas muito diferentes. A RA utiliza a proporção de um elemento tetraédrico perfeito como base de cálculo para identificar sua proporcionalidade com os elementos contidos na malha. Para a metodologia utilizada, a RA é definida como a razão entre a aresta mais comprida do elemento e a normal de menor comprimento, relativa a um vértice oposto à face, normalizada em relação a um tetraedro perfeito (Figura 35-b), sendo que é assumido a conexão entre os vértices do tetraedro ser feita por linhas retas. Uma relação de aspecto ideal é a mais próxima de um. Quanto mais longe a razão de aspecto estiver da unidade, a taxa de convergência tende a piorar, podendo em casos extremos até divergir (PINTO, 2006). De uma forma geral, considerando o elemento tetraédrico da Figura 35-a, com maior aresta de comprimento “a” e menor normal de comprimento “h₁”, a RA pode ser calculada pela Equação 68.

$$RA = c_f \frac{a}{h_1} \quad (68)$$

onde c_f é um fator de normalização do RA em relação ao tetraedro perfeito, sendo seu valor de aproximadamente 0,8164966, que seria o comprimento da normal de um tetraedro perfeito.

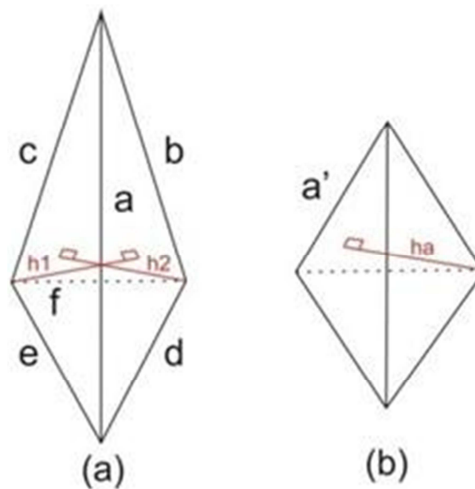


Figura 35 – Avaliação da razão e aspecto de um elemento tetraédrico.

Na Figura 36, pode-se ter uma noção da razão de aspecto, onde é comparado um elemento com valor próximo de um (Figura 36-a) com um elemento com elevada razão de aspecto (Figura 36-b).

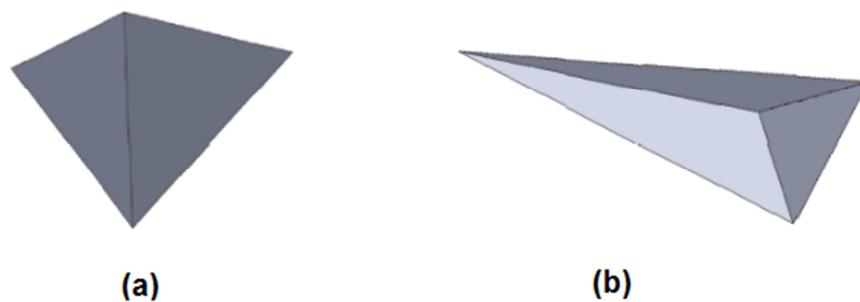


Figura 36 – Noção de qualitativa da razão de aspecto.
Fonte: Adaptado de Raoufi (2013, p.77).

Para representar geometrias curvas com maior preciso, a melhor opção é a utilização de elementos parabólicos (elementos com nós intermediários entre os nós

localizados nos vértices). A razão jacobiana representa a distorção de um dado elemento da malha. A razão jacobiana de um elemento totalmente distorcido pode se tornar negativa e com isso causando falhas. A metodologia aplica ajusta, automaticamente, a localização dos nós intermediários dos elementos de uma malha, afim de que todos os elementos passem pela verificação jacobiana. Segundo o help do SolidWorks 2014, um valor aceitável para a razão jacobiana é menor ou igual a 40 (valor baseado em estudo estocásticos).

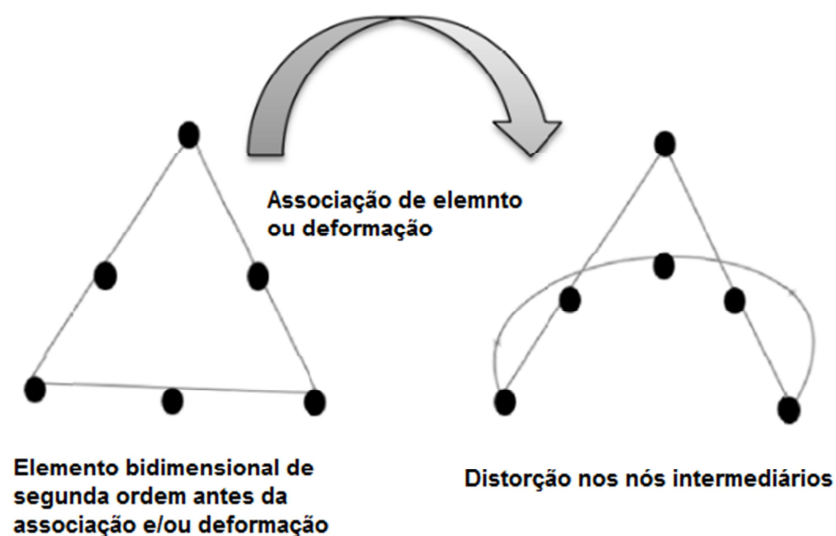


Figura 37 – Noção de qualitativa da razão jacobiana.
Fonte: Adaptado de Raoufi (2013, p.77).

2.8.3 GERAÇÃO DE MALHA POR VORONOI-DELAUNAY

Devido às características tridimensionais dos casos analisados, foi utilizado o tipo de malha sólida e gerada a partir do esquema de geração de malha de Voronoi-Delaunay (malha padrão do SWS).

Segundo Creci Filho (2004), a utilização da triangulação de Delaunay e diagrama de Voronoi para geração de malha é uma metodologia apropriada quando se utiliza elementos triangulares-lineares, sendo motivador para isso a sua capacidade de maximização dos menores ângulos internos de cada triângulo pertencente à malha.

Segundo Cheng (2012), a triangulação de Delaunay é uma estrutura geométrica possuidora de propriedades matemáticas excepcionalmente bem adequadas para criação de boas malhas triangulares e tetraédricas.

- **Diagrama de Voronoï**

Basicamente um diagrama de Voronoï agrupa as informações necessárias referentes às distâncias entre pontos de um determinado conjunto.

Como forma ilustrativa do diagrama de Voronoï, dado um conjunto de pontos $P = \{p_1, p_2, \dots, p_n\}$ no plano R^2 , pode-se definir uma região de Voronoï para um ponto p_i , como:

$$V(p_i) = \{p \in R^2 / |p_i - p| \leq |p_j - p|, \forall j \neq i\} \quad (69)$$

O Diagrama de Voronoï ($V(P)$) é o conjunto de todas as regiões de Voronoï ($V(p_i)$) relativas aos pontos pertencentes ao conjunto P .

Outra Forma de definir o diagrama de Voronoï ($V(P)$) é através da delimitação do plano em bissetores (B_{ij}) perpendiculares ao segmento formado pelos pontos p_i e p_j do conjuntos de pontos P , de tal forma que qualquer ponto pertencente ao bissetor B_{ij} seja equidistante dos pontos p_i e p_j .

De uma forma geral, sendo o semi-plano $H(p_i, p_j)$ delimitado pelo bissetore B_{ij} e contendo o ponto p_i , então:

$$H(p_i, p_j) = \{p \in R^2 / |p_i - p| \leq |p_j - p|, \forall j \neq i\} \quad (70)$$

Com isso, pode-se definir a região de Voronoï como:

$$V(p_i) = \bigcap_{i \neq j} H(p_i, p_j) \quad (71)$$

A Figura 38 ilustra um diagrama de Voronoï para um conjunto de oito pontos no plano R^2 .

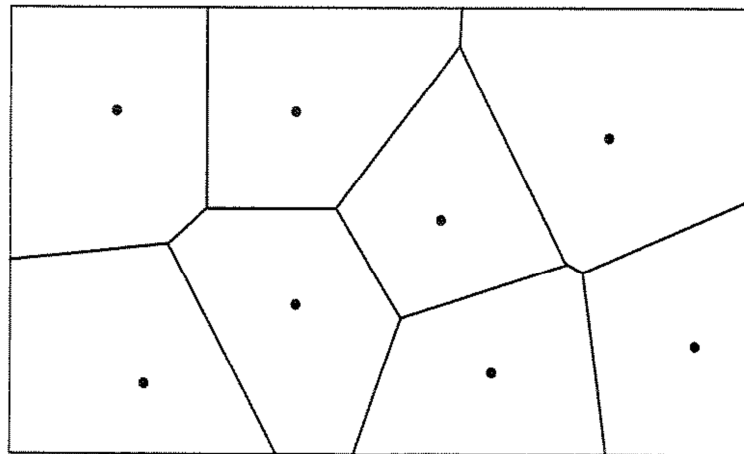


Figura 38 – Diagrama de Voronoï para um conjunto de 8 pontos no R^2 .
Fonte: Creci Filho (2004, p.21).

- **Triangulação de Delaunay**

Segundo Creci Filho (2004), a triangulação de Delaunay, baseada no diagrama de Voronoï, representa a criação de triângulos a partir da união dos pontos p_i do conjunto de pontos P que pertencem ao diagrama de Voronoï.

A Figura 39 ilustra a triangulação de Delaunay aplicado ao diagrama de Voronoï apresentado na Figura 38.

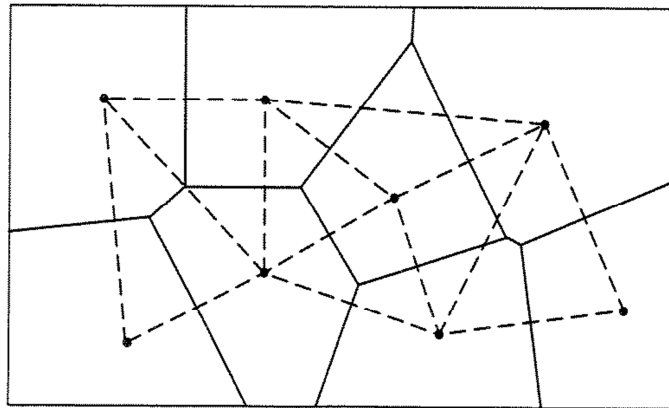


Figura 39 – Triangulação de Delaunay do diagrama de Voronoi da Figura 38.
 Fonte: Creci Filho (2004, p.22).

Segundo Cheng (2012), os algoritmos de refinamento de Delaunay constroem uma triangulação de Delaunay e refina ela pela inserção de novos vértices, selecionado para eliminação elementos muito “magros” ou de “grande tamanho”, enquanto mantém sempre a propriedade de Delaunay da malha. A triangulação de Delaunay serve como um guia para encontrar locais para o lugar dos novos vértices que estão longe dos já existentes, de forma que arestas pequenas e elementos “magros” não são criados sem necessidade.

Uma das propriedades principais da triangulação de Delaunay é a inexistência de pontos pertencentes ao diagrama de Voronoi no interior dos círculos que circunscrevem os triângulos formados, conforme ilustrado na Figura 40.

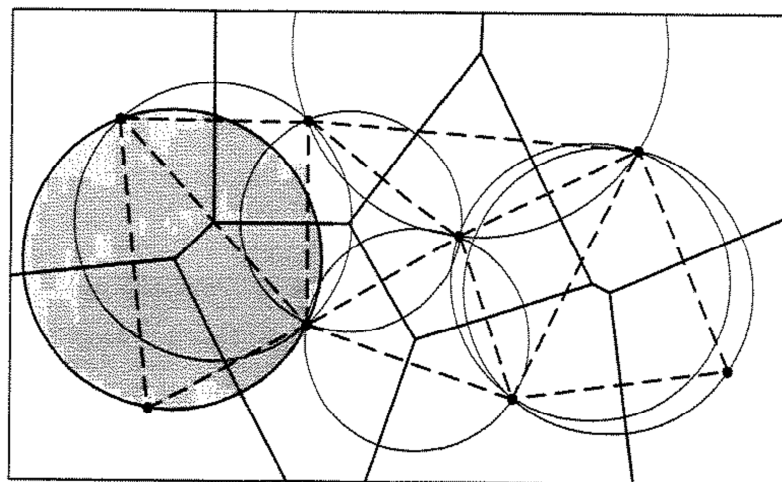


Figura 40 – Propriedade dos circuncírculos vazios da triangulação de Delaunay.
 Fonte: Creci Filho (2004, p.23).

2.8.4 FUNÇÕES DE FORMA

A seguir é apresentada uma breve explanação sobre o tema, no contexto do MEF, através de exemplos unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais.

Segundo Azevedo (2013), para o caso unidimensional é desejável que a função de forma do nó i (N_i) assume valor unitário para $x = \bar{x}_i$ e nos restantes dos nós seja nula, conforme Equação 73. Além de ter, o polinômio, o menor grau possível.

$$\begin{cases} N_i(x) = 1, & \text{se } x = \bar{x}_i \\ N_i(x) = 0, & \text{se } x \neq \bar{x}_i \end{cases} \quad (72)$$

É fácil verificar que a Equação 74, denominada interpolação de Lagrange, atende os requisitos apontados na Equação 73.

$$N_i(x) = \prod_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^n \frac{(x - \bar{x}_k)}{(\bar{x}_i - \bar{x}_k)} \quad (73)$$

Segundo Soriano (2003), o caso bidimensional é uma extensão do caso unidimensional, sendo que deve ser considerado o produto entre as funções de forma unidimensional, Equação 74, de cada direção.

Dado um elemento finito com n nós. Considerando um nó arbitrário, considerando as direções s_1 e s_2 , define-se pela Equação 75 a função de forma na direção s_1 deste nó na i -ésima posição e pela Equação 76 a função de forma na direção s_2 deste mesmo nó na j -ésima posição.

$$N_i(s_1) = \prod_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^n \frac{(s_1 - \bar{x}_k)}{(\bar{x}_i - \bar{x}_k)} \quad (74)$$

$$N_j(s_2) = \prod_{\substack{k=1 \\ k \neq j}}^n \frac{(s_2 - \bar{x}_k)}{(\bar{x}_j - \bar{x}_k)} \quad (75)$$

Como mencionado anteriormente, a função de forma para o caso bidimensional é o produto da Equação 75 e Equação 76, conforme mostrado na Equação 77, sendo fácil a verificação que a mesma assume valor unitário no nó considerado e valor nulo nos demais nós.

$$N_{ij}(s_1, s_2) = \prod_{\substack{k=1 \\ k \neq i \\ k \neq j}}^n \frac{s_1 s_2 - s_1 \bar{x}_k - s_2 \bar{y}_k + \bar{x}_k^2}{\bar{x}_i \bar{x}_j - \bar{x}_i \bar{y}_k - \bar{x}_j \bar{y}_k + \bar{x}_k^2} \quad (76)$$

Considerando o triângulo de Pascal corresponde a uma função de duas variáveis, verifica-se que a função de forma, representada pela Equação 77, é um polinômio incompleto com n termos. A Figura 41, exemplifica um triângulo de Pascal correspondente a uma função de duas variáveis até o sexto grau.

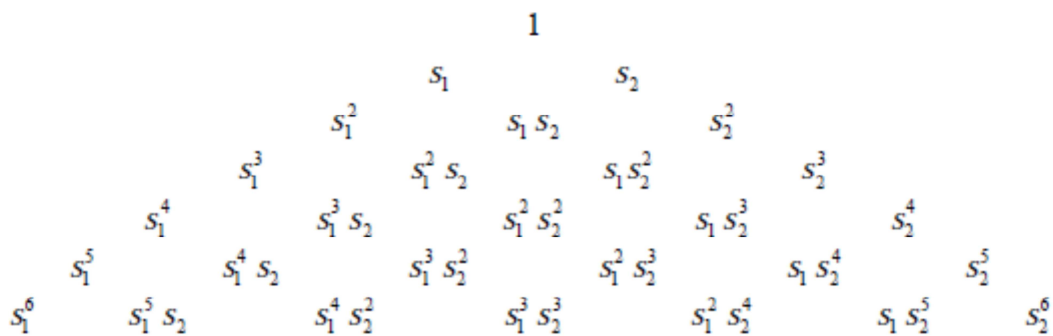


Figura 41 – Triângulo de Pascal corresponde a função de duas variáveis até o sexto grau.
Fonte: Azevedo (2013, p.121).

Nesta seção será apresentada uma forma genérica de determinar as funções de forma de um elemento finito com n nós arbitrariamente distribuídos.

Seja \bar{h}_i a espessura do elemento finito no nó i , logo o campo de espessura h do elemento finito pode ser obtido pela Equação 78.

$$h = [\bar{h}_1 \ \bar{h}_2 \ \dots \ \bar{h}_n] \begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ \dots \\ N_n \end{bmatrix} = \underline{\bar{h}}^T \underline{N}_j \quad (77)$$

onde $\underline{\bar{h}}^T$ é a transposta do vetor da espessura de cada nó de um elemento finito e \underline{N}_j é o vetor das funções interpoladoras ou funções de forma de cada nó de um elemento finito.

Conforme a seção anterior deverá ser escolhido n termos do triângulo de Pascal, respeitando o critério de menor grau possível. Desta forma, pode-se aproximar o campo de espessura de um elemento finito pela Equação 79.

$$h = \underline{c}^T \underline{V} \quad (78)$$

onde \underline{c}^T são constantes e \underline{V} é o vetor dos termos escolhidos no triângulo de Pascal.

Considerando a espessura do elemento finito no nó i , tem-se:

$$\bar{h}_i = \underline{c}^T \underline{V}_i \quad (79)$$

Com base na Equação 80, pode-se obter a expressão matricial abaixo:

$$\underline{\bar{h}}^T = \underline{c}^T Q \quad (80)$$

onde $\underline{\bar{h}}^T = [\bar{h}_1 \ \bar{h}_2 \ \dots \ \bar{h}_n]$ e Q é uma matriz quadrada $n \times n$ composta pelos termos selecionados no triângulo de Pascal relativos a cada nó do elemento finito, ou seja,

com os valores das coordenadas de cada nó é possível determinar os componentes numéricos de Q.

Supondo que Q não seja uma matriz singular, ou seja, Q possui inversa. Desta forma, da Equação 81 pode-se obter:

$$\underline{c}^T = \underline{\bar{h}}^T Q^{-1} \quad (81)$$

Substituindo a Equação 82 na Equação 79, tem-se:

$$h = \underline{\bar{h}}^T Q^{-1} \underline{V} \quad (82)$$

Comparando a Equação 83 e a Equação 78, tem-se:

$$\underline{N}_p = Q^{-1} \underline{V} \quad (83)$$

Segundo Azevedo (2013), existe a possibilidade de se obter Q de tal forma que seja uma matriz singular, devido à localização dos nós ou uma seleção infortúnia dos termos no triângulo de Pascal. Com isso, a forma discutida nesta seção para obtenção da função de interpolação ou função de forma do elemento finito não poderia ser utilizada.

Como visto até o momento, é possível determinar várias formulações para elemento finito, com a utilização de termos diferentes do triângulo de Pascal, porém é de se esperar que a escolha seja direcionada para obtenção dos termos que conduziram a resultados mais precisos das análises. Neste contexto, surgem os elementos da família Lagrangeana e *serendipity* que possuem formulação com este intuito.

A família de elementos Lagrangeanos é composta por quadriláteros com p^2 nós, sendo que p é o número de nós do seu lado. Na Figura 42, podem-se visualizar exemplos destes elementos.

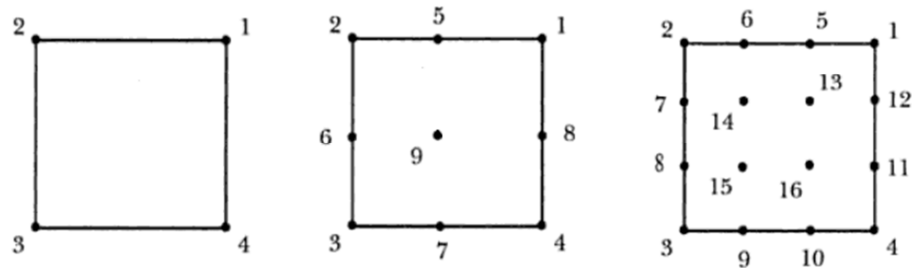


Figura 42 – Elementos finitos bidimensionais da família Lagrangeana.
 Fonte: Adaptado de Soriano (2003, p.108).

Para determinar as funções de forma para os elementos da família Lagrangeana, deve-se utilizar o procedimento ilustrado na Figura 43, ou seja, por exemplo, para um elemento com dois nós no seu lado terá os termos $1, s_1, s_2$ e s_1s_2 .

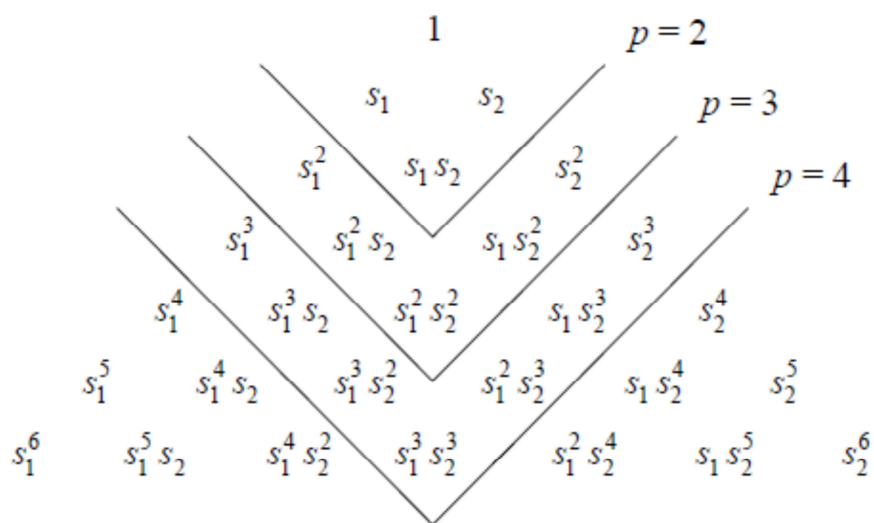


Figura 43 – Seleção de termos no triângulo de Pascal para elementos da família Lagrangeana.
 Fonte: Azevedo (2013, p.127).

A família *serendipity* é composta por elementos cujo número de nós de cada elemento é $4(p - 1)$, sendo p o número de nós do seu lado. Na Figura 44, podem-se visualizar exemplos de elementos finitos bidimensionais deste tipo.

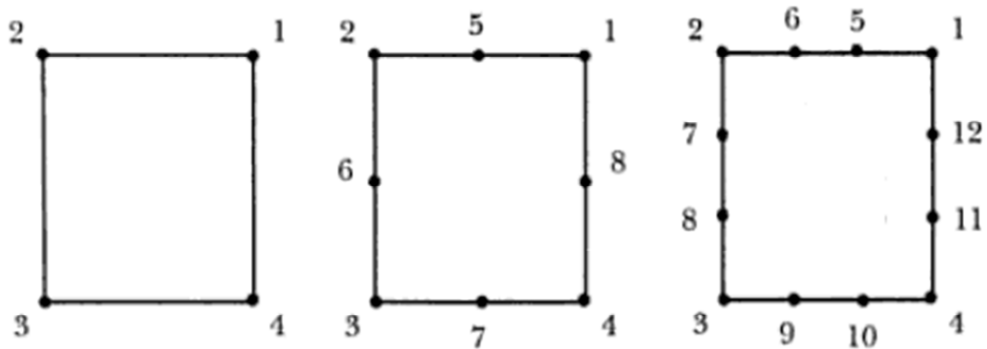


Figura 44 – Elementos finitos bidimensionais da família serendipity.
Fonte: Adaptado de Soriano (2003, p.112).

Para determinar as funções de forma para os elementos da família *serendipity*, deve-se utilizar o procedimento ilustrado na Figura 45, ou seja, por exemplo, para um elemento com três nós no seu lado terá os termos $1, s_1, s_2, s_1s_2, s_1^2, s_1^2s_2, s_1s_2^2$ e s_2^2 .

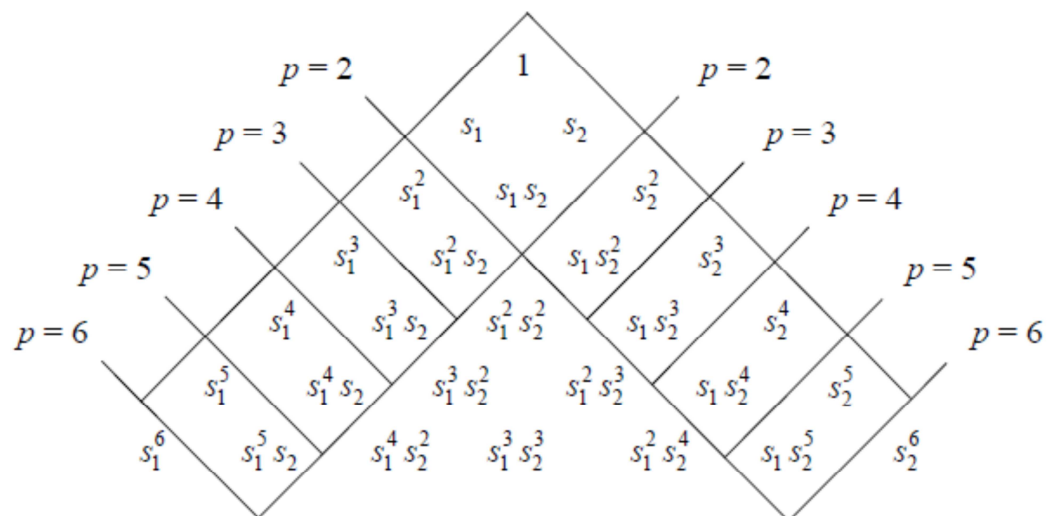


Figura 45 – Seleção de termos no triângulo de Pascal para elementos da família Lagrangeana.
Fonte: Azevedo (2013, p.128).

Os elementos finitos da família *serendipity* com oito nós apresentam uma boa qualidade nos resultados vinculados a seu número de nós, pois se adaptam melhor as fronteiras curvas. Quando é considerado um elemento finito bidimensional que apresenta mais nós em uma determinada direção do que na outra, devem ser preferida a seleção de termos de mais elevado grau na direção de maior quantidade de nós, como por exemplo o elemento ilustrado na Figura 46 (AZEVEDO, 2013).

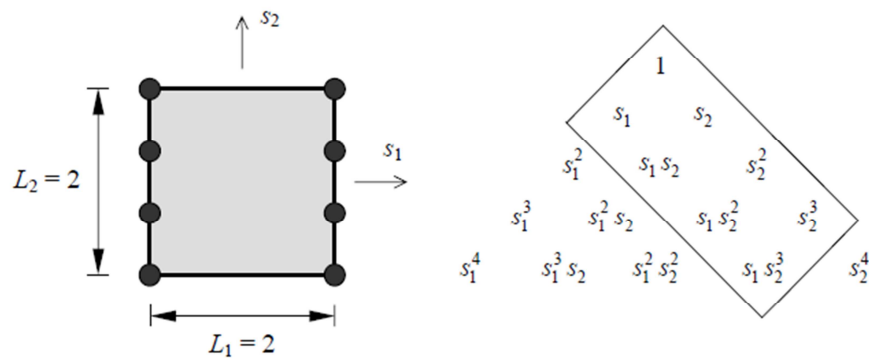


Figura 46 – Seleção de termos no triângulo de Pascal para elementos com mais nós de em uma direção que na outra.
Fonte: Adaptado de Azevedo (2013, p.130).

Segundo Soriano (2003), as funções de forma dos elementos tridimensional das famílias *serendipity* e *lagrangeana* são similares aos elementos bidimensionais, sendo formadas por expansões polinomiais incompletas.

Na Figura 47, pode-se observa exemplos de elementos finitos tridimensionais da família *serendipity*.

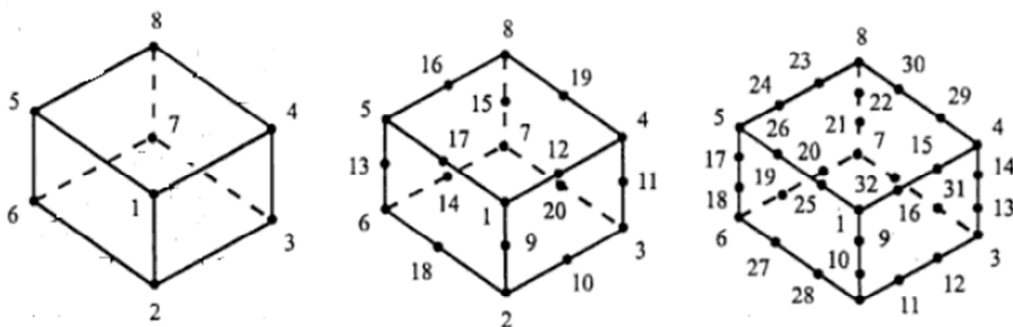


Figura 47 – Elementos finitos tridimensionais da família *serendipity*.
Fonte: Adaptado de Soriano (2003, p.116).

Considerando que a todo nó de um elemento finito é imposto o mesmo deslocamento Δ , busca-se que a interpolação do campo de deslocamento u seja uma função constante em todos os pontos do elemento finito, conforme abaixo:

$$u = \Delta \quad (84)$$

Diante do exposto, tem-se que a soma das funções de forma de cada nó do elemento finito deverá ter valor unitário, conforme Equação 86.

$$\sum_{i=1}^n N_i = 1 \quad (85)$$

Segundo Azevedo (2013), a Equação 86 constitui uma propriedade essencial para as funções de forma, visando garantir que a uma possível translação do elemento finito seja corretamente interpolada.

Com a finalidade de garantir que todas funções de forma observem a propriedade da Equação 86, realiza-se manipulação algébrica da Equação 84, de forma a obter a Equação 87.

$$Q \underline{N}_v = \underline{V} \quad (86)$$

Pode-se verificar na Equação 86, se forem selecionados o elemento unitário como o primeiro termo selecionado no triângulo de pascal, o primeiro elemento do vetor \underline{V} será sempre unitário. Desta forma, sempre que é considerado o termo unitário na seleção dos termos do triângulo de Pascal é observado a propriedade da Equação 85.

Visando expandir as colocações sobre as funções de forma apresentadas na presente seção para a condição tridimensional, basta substituir o triângulo de Pascal

por uma pirâmide em cujos vértices aparecem os termos unitários, seguindo dos demais termos relacionados as direções s_1 , s_2 e s_3 .

3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Segundo Eid (1981), as falhas em hastes provocam custosos tempos de poço parado, devido à perda de produção e os custos de manutenção desnecessários. Sendo recomendado um conhecimento da natureza destas falhas e as suas causas, para direcionar as boas práticas.

Conforme estudo desenvolvido por Soares (2010), o problema de ruptura repetitivas de haste polida provocou um prejuízo de 1,4 milhões de reais no ano de 2009 em um campo de petróleo localizado no norte do Espírito Santo.

Diante do exposto acima, juntamente com a experiência de campo do autor, pode-se afirmar que as falhas em haste polida são extremamente impactantes em todo o contexto operacional que envolve a produção de poços equipados com sistema de elevação artificial por BM. Sendo o mais predominante os riscos ambientais e às pessoas, devido aos prejuízos muitas vezes intangíveis envolvidos.

De posse do exposto, busca-se responder a seguinte questão: é possível aumentar o tempo entre falhas da haste polida alterando a sua forma de fixação à mesa da unidade de bombeio?

3.1 HIPÓTESES

Visando estabelecer uma ferramenta auxiliadora na decisão do problema proposto e a expansão ou o aprimoramento do conhecimento, são listadas abaixo hipóteses estabelecidas para este trabalho:

- Foi utilizado, para análise, grampos de fricção;
- A fratura frágil ocorrida na região de fixação da haste polida está diretamente relacionada com a utilização de grampo;
- A utilização de grampo em haste polida como forma de fixação, provoca a inserção de pontos de concentração de tensão, oriundo da deformação plástica provocada pelo mesmo;
- As falhas em haste polida decorrente do seu transporte e manuseio são quantitativamente menores que as falhas decorrentes da utilização de grampo para a sua fixação à mesa da unidade de bombeio;

- A utilização de um sistema que exime a presença de grampo de fixação ou qualquer outro equipamento que provoque a deformação plástica da haste polida reduzirá significativamente as falhas prematuras relacionadas com a sua fixação à mesa da unidade de bombeio;
- O material de formação da haste polida é capaz de suportar todo o processo de fadiga imposto pelo cenário de aplicação da mesma, desconsiderando os fatores de concentração de tensão impostos pela utilização do grampo de fixação.

3.2 CASOS ANALISADOS

No presente trabalho, foram analisados 3 casos:

- Caso 1 - Interação entre a haste polida e grampo: Nesse caso foram realizadas análises estáticas para mensurar os impactos da instalação do grampo na haste polida;
- Caso 2 - Análise de fadiga da haste polida fixada com grampo: Nesse caso foram realizadas análises dinâmicas visando determinar o tempo de vida em fadiga da haste polida quando da utilização de grampo para sua fixação à mesa da UB;
- Caso 3 - Análise de fadiga da proposta de nova forma de fixação da haste polida à mesa da UB ou *Polished Rod with Conical Sustention* (PRCS): Nesse caso foram realizadas análises dinâmicas visando determinar o tempo de vida em fadiga da haste polida quando da utilização de sustentação cônica à mesa da UB.

3.2.1 CASO 1: INTERAÇÃO ENTRE A HASTE POLIDA E GRAMPO

Para esta análise foi considerada a haste polida como um elemento sólido de 1000 mm de comprimento e diâmetro externo de 31,9 mm de aço inoxidável AISI 316.

Para melhor explicação quanto as propriedades, foi verificado os dados nas tabelas do *SolidWorks Simulation* (SWS), em conjunto com o que fora mencionado por Soares (2010), conforme TABELA 5.

TABELA 5 – PROPRIEDADE DA BARRA DE AÇO INOXIDÁVEL AISI 316.

Propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	$2,799228299 \times 10^7$	psi
Coefficiente de Poisson	0,3	-
Massa específica	8.000	kg/m ³
Resistência à tração	85.340,2	psi
Limite de Escoamento	34.134,63	psi
Coefficiente de expansão térmica	$1,6 \times 10^{-5}$	/K
Condutividade térmica	16,3	W/(m.K)
Calor específico	500	J/(Kg.K)

Fonte: SolidWorks (2014).

A interação da haste polida e do grampo acontece em uma região delimitada pelas dimensões dos dentes do grampo, conforme pode ser visualizada na Figura 48.



Figura 48 – Região de interação entre a haste polida e o grampo.
Fonte: Adaptado de Soares (2010, p.51).

Conforme medições de campo a região de interação entre a haste polida e o grampo, possuem as dimensões apresentadas na Figura 49. Segundo Soares (2010), a força imposta a haste polida pela instalação do grampo, nesta região, é igual a 4.853,49 kN.

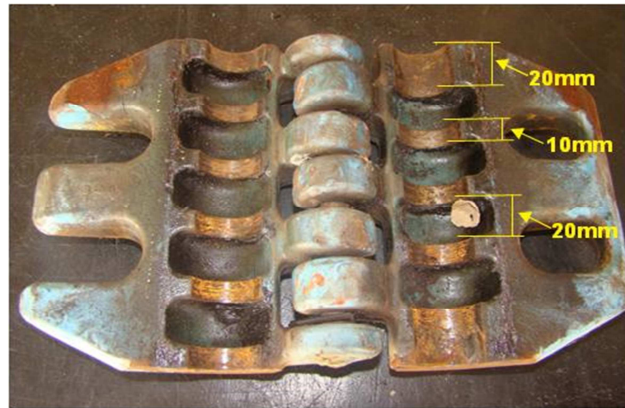


Figura 49 – Dimensões das regiões de interação entre a haste polida e o grampo.

Fonte: Adaptado de Soares (2010, P.51).

Quando é instalado o grampo na haste polida, todo o peso da coluna de hastes é sustentado por um grampo secundário semelhante ao grampo utilizado para fixação da haste polida na mesa da UB, chamado de grampo de manobra, apoiado na caixa de engaxetamento ou *stuffing box*, conforme visualizado na Figura 50. Esta região é fixa em relação ao restante da haste polida fora do poço.

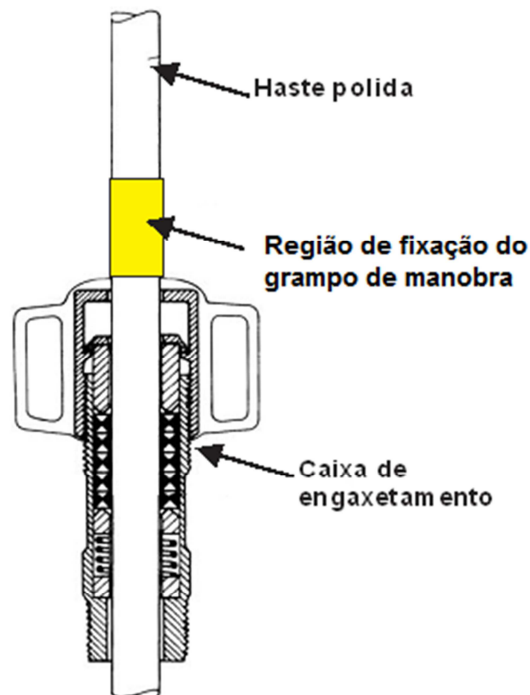


Figura 50 – Região de fixação do grampo de manobra.
Fonte: Adaptado de Takács (2002, P.105).

Na Figura 51 observa-se detalhes da geometria utilizada nas simulações da interação entre a haste polida e grampo, indicando a região de aplicação da força decorrente da instalação do grampo com a haste polida (Figura 49), bem como a região de fixação do modelo, decorrente da presença do *stuffing box* e grampo de manobra (Figura 50). Foi arbitrado um comprimento de 150 mm para região de fixação do modelo.



Figura 51 – Detalhes da geometria representativa da interação entre a haste polida e grampo.

3.2.2 CASO 2: ANÁLISE DE FADIGA DA HASTE POLIDA FIXADA COM GRAMPO

Para esta análise foi utilizada a mesma geometria da haste polida proposta para o item 3.2.1., bem como o mesmo material.

Na Figura 52, observa-se detalhes da geometria utilizada para análise de fadiga da haste polida com utilização de grampo para fixação da mesma à mesa da UB. Verifica-se que a região de fixação será a região de interação entre a haste polida e o grampo e a extremidade inferior da haste polida é a região de aplicação da força. Esta força é decorrente do peso da coluna de hastes imersa no fluido produzido, a coluna de fluido da bomba a superfície (no curso ascendente da UB) e os efeitos dinâmicos impostos pelo sistema de elevação (pressão na cabeça, impulso, atritos, etc.). Esta força tem um comportamento senoidal, sendo a força máxima e mínima positivas. Serão utilizadas para esta análise a força máxima (13.538,46 lbf) e mínima (5.028,57 lbf) observada em um caso real de campo, relatado no trabalho de Soares (2010).

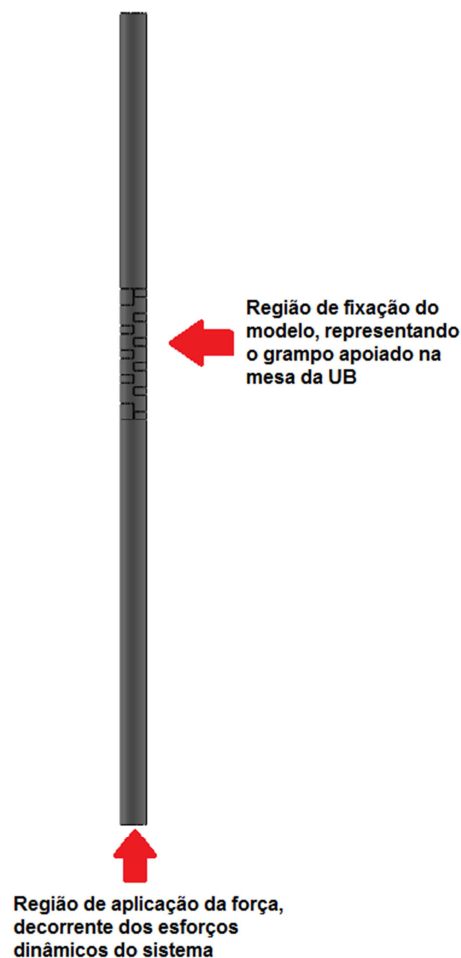


Figura 52 – Detalhes da geometria representativa da condição de fadiga imposta a haste polida fixada com grampo.

3.2.3 CASO 3: ANÁLISE DE FADIGA DA PRCS

O sistema PRCS é uma proposta de uma nova forma fixação da haste polida a mesa da unidade de bombeio, com a finalidade de aumento do tempo médio entre falhas. A sua constituição é baseada na premissa de redução de probabilidade de aparecimento de pontos de concentração de tensão quando da sua instalação. Este sistema é baseado no apoio da haste polida com um sistema de sustentação cônica. De uma forma geral, o PRCS é composto por três componentes:

- Bucha bipartida (Figura 53-a);
- Luva (Figura 53-b);
- Haste polida modificada (Figura 53-c).

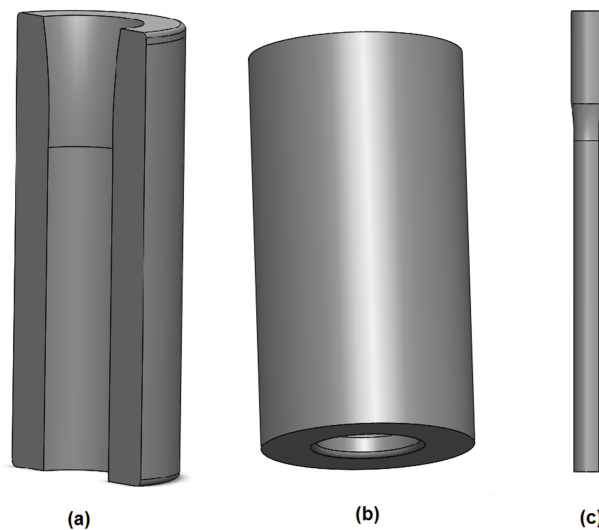


Figura 53 – Componentes do sistema PRCS.

Na Figura 54, observar-se três visões diferentes do sistema PRCS montado. Quando da montagem do PRCS no sistema de elevação, a haste polida modificada se conectará a coluna de hastes através de uma luva normalmente utilizada e a luva do sistema PRCS (Figura 53-b) será apoiada na mesa da UB ou no conjunto de espaçadores, que por ventura sejam utilizados, conforme exemplificado na Figura 55. A utilização de espaçadores facilitará a utilização do sistema PRCS devido à

flexibilidade proporcionada pelo mesmo quanto à distância necessária entre a mesa e o sistema de fixação, reduzindo a necessidade de adequação do comprimento do cabresto da UB para instalação do sistema.

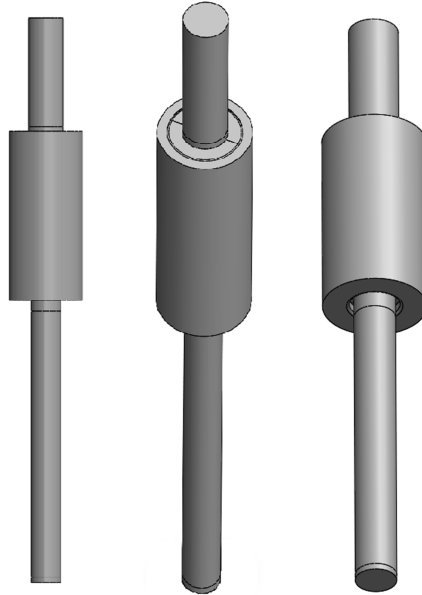


Figura 54 – Sistema PRCS montado.

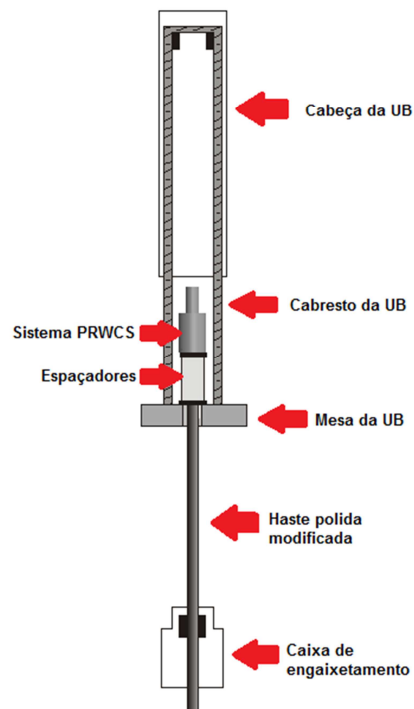


Figura 55 – Localização do sistema PRCS no sistema de elevação.

Os componentes do sistema proposto são constituídos do mesmo material da haste polida mencionada no item 3.2.1, descrito na TABELA 5.

Na Figura 56 pode-se visualizar as dimensões, em milímetro, da luva (Figura 56-a), da bucha bipartida (Figura 56-b), e da haste polida modificada (Figura 56-c). É válido frisar que o comprimento da haste polida modificada, ilustrado na Figura 56-c, é apenas um valor arbitrado bem menor que o tamanho padronizado de uma haste polida normal, devido a necessidade de redução, sem perda de qualidade, dos esforços computacionais necessários para as simulações subsequentes, isso porque a área de interesse é a região de contato do grampo com a haste polida, na configuração original. Desta forma, a materialização da haste modificada significa a utilização do comprimento padronizado, conforme norma API SPEC 11B.

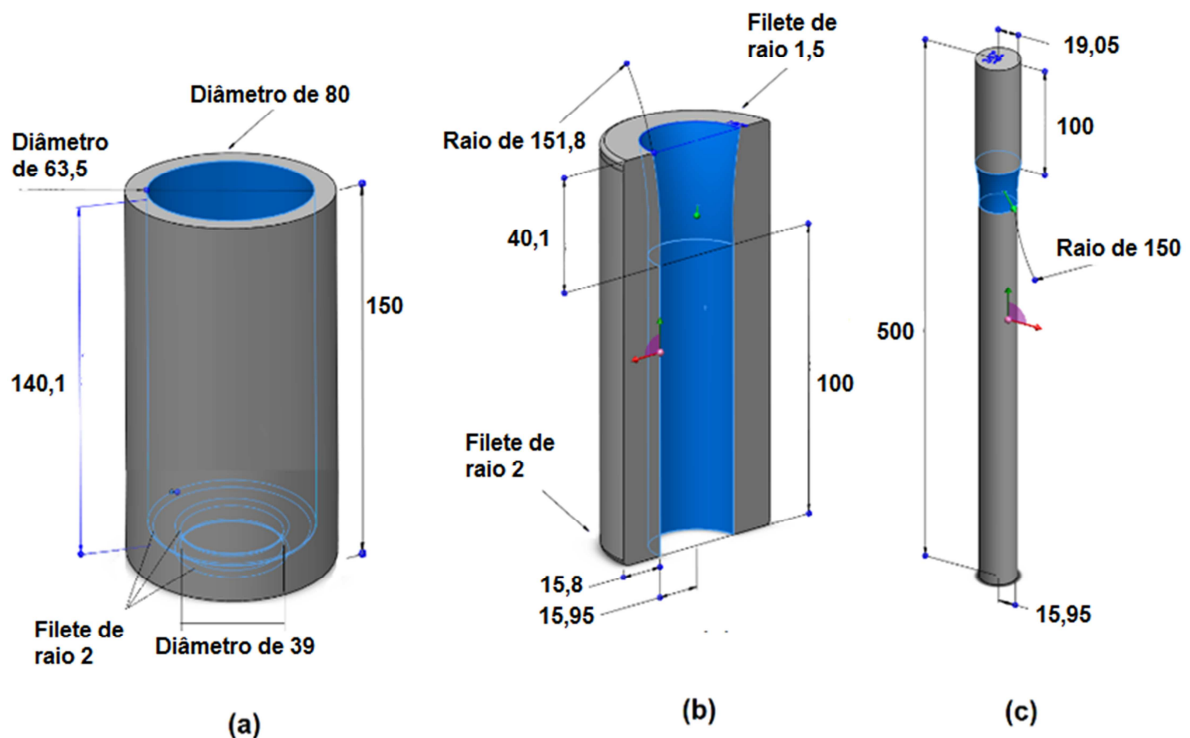


Figura 56 – Dimensões em milímetro dos componentes do sistema PRCS.

Inicialmente, foram realizadas análises estáticas de cada componente separadamente e do sistema montado, para servir de base para as respectivas

análises de fadiga. Estas análises serviram de base para o estudo de fadiga desenvolvido para cada item mencionado anteriormente.

Na Figura 57-a, observa-se, para a luva, a região de fixação (setas verdes) e região de aplicação de força (setas vermelhas). A região de fixação do modelo proposto, situa-se na base da luva devido ser a região de apoio da mesma na mesa da UB e a região de aplicação de força ser a base interna da luva e a região lateral interna, devido a interação com a bucha bipartida, de forma axial e radial, resultado da tendência, simultânea, de abertura e deslocamento axial da mesma. Para a força aplicada será utilizado o mesmo conceito de força senoidal e grandeza definidos no item 3.2.2., com força máxima de 13.538,46 lbf e mínima 5.028,57 lbf. A região de aplicação da força, bem como o seu sentido, está vinculada com a interação da mesma com a bucha bipartida e o sentido da força aplicada a ela.

De forma similar, na Figura 57-b, pode-se visualizar as regiões de fixação (setas verdes e amarelas) do modelo proposto para a bucha bipartida, bem como a região de aplicação da força (setas vermelhas). Existe duas formas de fixação determinada para este componente, sendo a primeira (setas verdes) uma região sem movimento em qualquer sentido, devido a presença da região interior da luva e a segunda (setas amarelas) uma região sem movimento em qualquer sentido, devido à presença da outra bucha (simetria). O conceito e grandezas das forças envolvidas são similares a luva.

Também de forma similar a bucha bipartida, na Figura 57-c, pode-se visualizar a região de fixação do modelo proposto (setas verdes) e a região de aplicação da força (setas vermelhas). A região de fixação do modelo está vinculada com a sua sustentação na bucha bipartida e a região de aplicação de força está vinculada com as forças decorrentes do peso da coluna de hastes imersa no fluido, peso da coluna de fluido da bomba a superfície (curso ascendente) e efeitos dinâmicos do sistema de elevação aplicado. O conceito e grandezas das forças são as mesmas utilizadas para os casos anteriores.

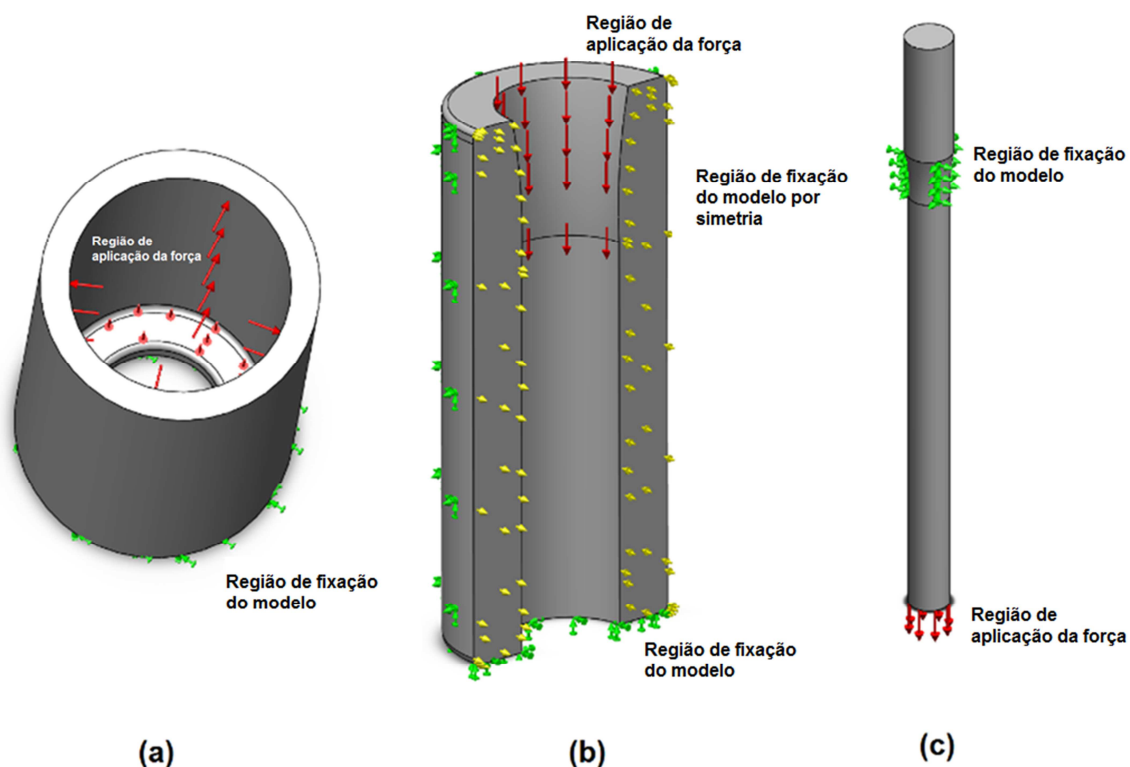


Figura 57 – Indicação das regiões de fixação e aplicação de força de cada componente do sistema PRCS.

Seguindo o mesmo raciocínio, pode-se visualizar os resultados dos efeitos de fixação e aplicação de força na luva, bucha e haste polida modificada, no sistema PRCS montado, conforme indicado na Figura 58. É válido frisar a ocorrência de interação entre os componentes do sistema, resultando em apenas a região de fixação da luva (base) e apenas a região de aplicação da força da haste polida modificada.

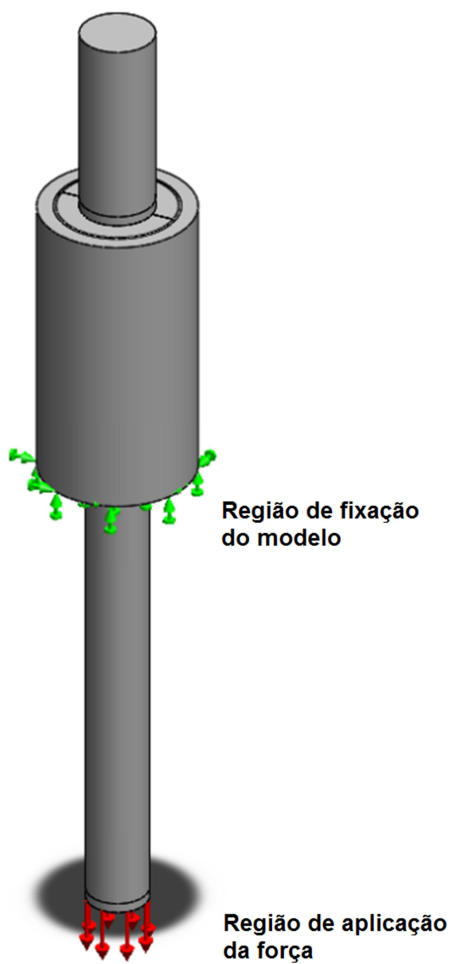


Figura 58 – Indicação das regiões de fixação e aplicação de força de cada componente do sistema PRCS.

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

Todo equacionamento utilizado é baseado no princípio de equilíbrio de força e de momento, sendo que o SWS adota a seguinte sequência para realização dos seus cálculos:

- Constrói e resolve um sistema de equações de equilíbrio de elementos finitos lineares para calcular o deslocamento de cada nó;
- Utiliza os resultados de deslocamento para calcular os componentes de deformação;
- Utiliza os resultados de deformação e as relações de tensão-deformação para calcular as tensões.

Na teoria de falha estão disponíveis os critérios de tensão de von Mises máxima, tensão de cisalhamento máxima, tensão de Mohr-Coulomb máxima e tensão normal máxima. Devido a característica dúctil do material utilizado nas análises e as tensões normais e cisalhantes envolvidas no problema proposto, foram utilizados os critérios de tensão de von Mises máxima e tensão de cisalhamento máxima.

Com respeito a fadiga, devido à grande dificuldade em encontrar a curva de Wöhler ou curva S-N da haste polida, com as características de composição química do material, o tratamento termomecânico a que foi submetida e principalmente, o ambiente a que está exposta, fez-se necessário à estimativa da referida curva. De acordo com Telles (2001), o aço AISI 316 possui estrutura metalúrgica austenítica. Com isso, foi estimada a curva S-N a partir da derivação do módulo elástico do material com base em curvas de aço austenítico. Para cálculo do dano cumulativo foram utilizadas as regras de Miner e ASME, sendo utilizado o método de Goodman para materiais dúcteis para correção da tensão.

5 MÉTODOS NUMÉRICOS

Neste capítulo serão abordados os métodos numéricos utilizados para resolução das equações governantes necessárias para as análises realizadas no presente trabalho.

Segundo Machado (2008), em simulação computacional de problemas que envolvem simulações complexas (escoamento de fluidos, resistência estrutural, túnel de vento, entre outras) são aplicados, na sua maioria, os métodos de elementos finitos, de volumes finitos ou de diferenças finitas.

Foi utilizado o *software* SolidWorksSimulation® (SWS) versão 2014 para realização de todas as simulações. Nesse *software*, a discretização das equações é realizada através do Método de Elementos Finitos (MEF). Segundo Ribeiro (2012), o processo de discretização passa por três etapas: malha computacional (subdivisão do domínio), discretização das equações (transformação do sistema de equações diferenciais parciais em equações algébricas) e interpolações (fechamento do sistema algébrico).

5.1 SOLIDWORKS SIMULATION

Como mencionado anteriormente, foi utilizado o *software* SolidWorks Simulation® (SWS) versão 2014 para realização de todas as simulações numéricas realizadas neste trabalho.

O SWS é uma ferramenta de Engenharia Assistida por Computadores (*Computer Aided Engineering* – CAE) baseada no Método de Elementos Finitos (RAOUFI, 2013).

De uma forma resumida, foram utilizadas as seguintes análises disponíveis no SWS:

- **Análises estáticas:** ferramentas para análises estáticas de peças e montagens quando cargas são aplicadas muito lentamente e podem ser consideradas constantes;
- **Análise de Fadiga:** ferramentas para investigar os parâmetros de fadiga quando cargas cíclicas são aplicadas em corpos;

5.3 ANÁLISE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA

Segundo Ribeiro (apud Roache, 2012, p. 100), o estudo de independência de malha deve ser conduzido de forma a minimizar os possíveis erros de discretização. Desta forma, o referido estudo foi dividido em duas partes: avaliação de qualidade da malha (razão de aspecto e razão Jacobiana) e aplicação propriamente dita da análise de independência através do refinamento da malha nas regiões de interesse do estudo.

Para a análise de independência de malha foram realizadas as seguintes etapas:

- **Análises geométricas:** conferência do modelo, visando evitar possíveis falhas geométricas;
- **Geração e análise da qualidade da malha:** definição do tamanho global do elemento, tolerância, tipo e controle de malha e observância da qualidade da malha através da análise da razão de aspecto, razão jacobiana e tempo de geração da malha;
- **Análise de convergência:** análise do comportamento da tensão de von Mises com a variação do tamanho dos elementos da malha na região de aplicação de força (região de interesse para análise final).

Neste estudo, devido à opção de análise dos modelos de forma tridimensional, o foi utilizado elementos sólidos parabólicos. Foi utilizada malha de qualidade com adensamento nas regiões do modelo nas quais foram atribuídas algum nível de carga e nas regiões que o modelo interage com as vizinhanças ou regiões de restrição, conforme direcionamento fornecido no trabalho de Akin (2009).

5.3.1 CASO 1: INTERAÇÃO ENTRE A HASTE POLIDA E GRAMPO

- **Análises geométricas**

Antes de gerar a malha foi realizada a conferência do modelo do sólido para evitar falhas geométricas, que por ventura viesse existir, que só poderiam ser visualizadas com grandes ampliações da peça.

Foi utilizada a ferramenta "Verificar entidade" do SWS, sendo adotados os seguintes critérios:

- Verificação da geometria padrão, desconsiderando verificações realizadas anteriormente;
- Verificação de todo o modelo, englobando a verificação de sólidos e superfícies;
- Exibição dos tipos de problemas encontrados: faces inválidas, arestas inválidas, arestas curtas (adotado valor de 0,464 mm, que é referente ao valor atribuído pelo SWS como tolerância do elemento médio global), raio mínimo de curvatura, espaçamento máximo de aresta e espaçamento máximo de vértice.

Após esta etapa, foi constatado os seguintes itens:

- Nenhuma aresta/face inválida foi encontrada;
- Nenhuma aresta curta foi encontrada;
- Raio mínimo de curvatura: 15,95 mm (Figura 59-a);
- Espaçamento máximo entre arestas de 10-5 mm (Figura 59-b);
- Espaçamento máximo entre vértices de 5×10^{-6} mm (Figura 59-c).

Pelo exposto pode-se afirmar que o modelo não apresenta falhas geométricas que possam impactar na geração da malha.

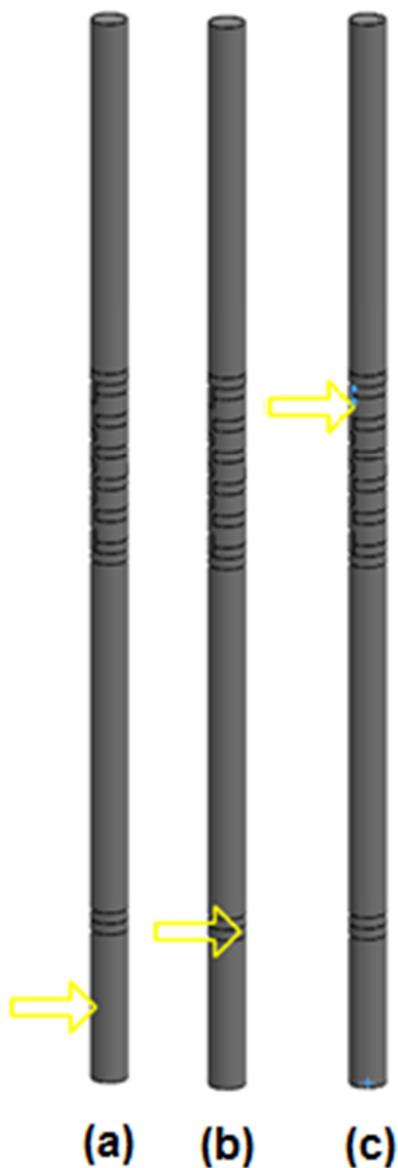


Figura 59 – Resultado da verificação geométrica para o modelo de interação entre a haste polida e grampo.

- **Geração e análise da qualidade da malha**

Inicialmente foi utilizado o gerador automático de malha do SWS para determinar o tamanho global do elemento ($\sim 9,28$ mm) e a tolerância ($\sim 0,46$ mm). Devido a expectativa de altas tensões e deformações próximas as regiões de fixação do modelo e de aplicação de força, foi utilizada a ferramenta “controle de malha” do SWS para aumentar a densidade da malha nestas regiões, utilizando os valores pré-definido de tamanho de elemento ($\sim 4,64$ mm) e taxa (2) pelo software.

Na Figura 60, pode-se visualizar a discretização do modelo, com destaque para as regiões de maior densidade (aplicação de controle de malha nas regiões de fixação do modelo e aplicação de força).



Figura 60 – Discretização do modelo de fixação da haste polida com grampo.

Com a finalidade de determinação da qualidade da discretização proposta foi analisada a razão de aspecto e a razão jacobina.

Na Figura 61-a, pode-se visualizar a razão de aspecto da malha selecionada para o modelo proposto. Percebe-se que o valor máximo de razão aspecto é de 4,157 (Figura 61-b) e está localizada próxima a região de fixação do grampo com a haste polida.

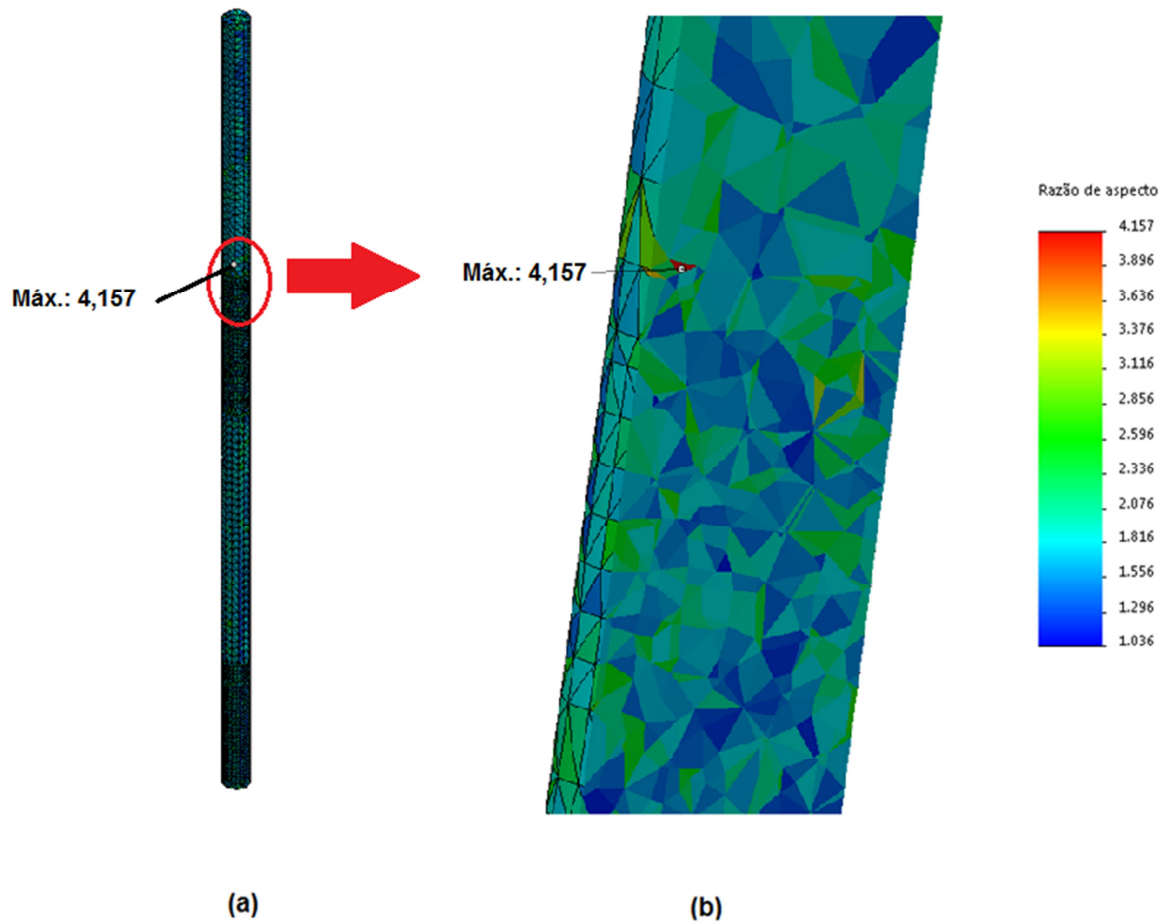


Figura 61 – Razão de aspecto da malha selecionada.

Na Figura 62-a, pode-se visualizar a razão jacobiana da malha selecionada para o modelo proposto (considerado 29 pontos gaussianos para determinação da razão jacobiana). Percebe-se que o valor máximo de razão jacobiana é de 1,574 (Figura 62-b) e está localizado em uma região intermediária entre a região de fixação do modelo e a região de aplicação da força.

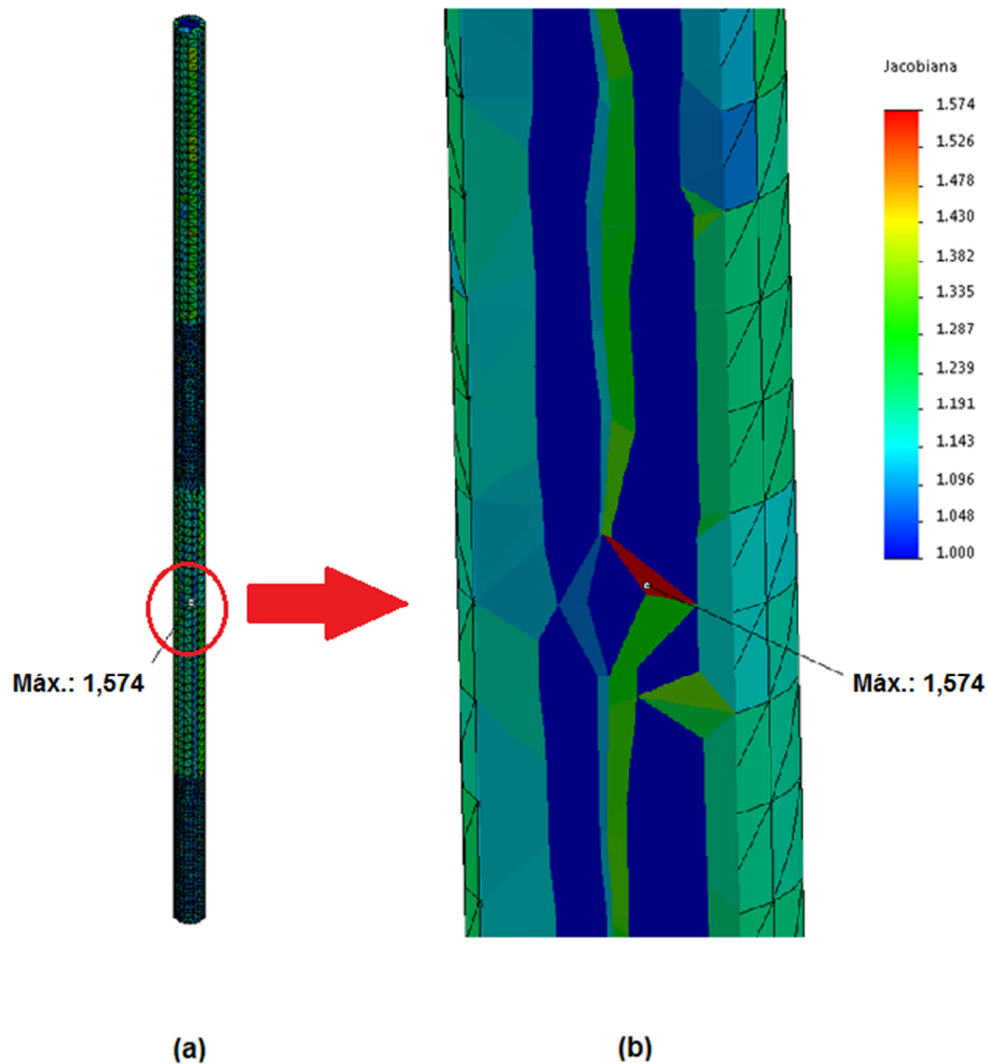


Figura 62 – Razão jacobiana da malha selecionada.

Segundo Botting (2014), deve ser considerado para projetos de estruturas razão de aspecto menor que 5 e segundo o SOLIDWORKS (2014), razão jacobiana menores que 40 são aceitáveis. Diante do exposto, a malha proposta apresenta boa qualidade.

- **Análise de convergência**

Para a referida análise foi selecionada uma região de interação do grampo com a haste polida (Figura 63-b) onde ocorre a aplicação da força (Figura 63-a), por se tratar da região de interesse para análise final. Desta forma, foi realizada a variação

do tamanho do elemento da malha nesta região e acompanhado o comportamento da tensão de von Mises, visto ser o parâmetro de maior interesse para análise.

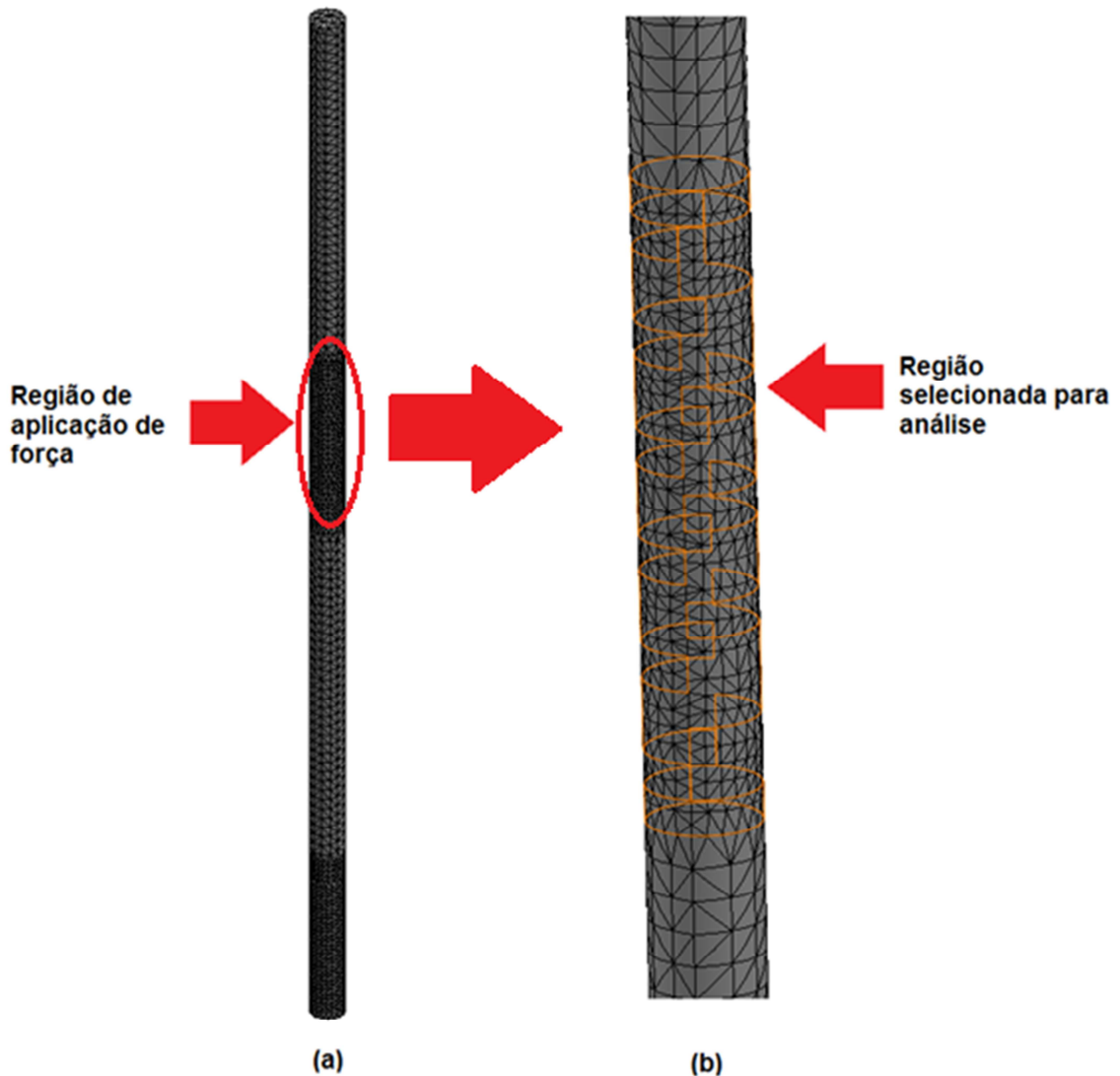


Figura 63 – Região selecionada para análise de convergência.

Verifica-se na Figura 64 que com a redução do tamanho do elemento da malha (aumento de densidade da malha) na região de fixação do grampo à haste polida, ocorre uma redução significativa do erro (definido pela Equação 72) a patamares próximos a 1%, demonstrando a convergência da tensão de von Mises. Desta forma, serão adotados elementos de tamanho 2 mm nesta região.

$$\begin{cases} e = \frac{|\sigma_i - \sigma_{i-1}|}{\sigma_{i-1}}, & \text{se } i > 1 \\ e = 0, & \text{se } i = 0 \end{cases} \quad (87)$$

onde σ_i é a tensão máxima de von Mises e i é a ordem sequencial das tensões relativas aos elementos de tamanhos decrescentes.

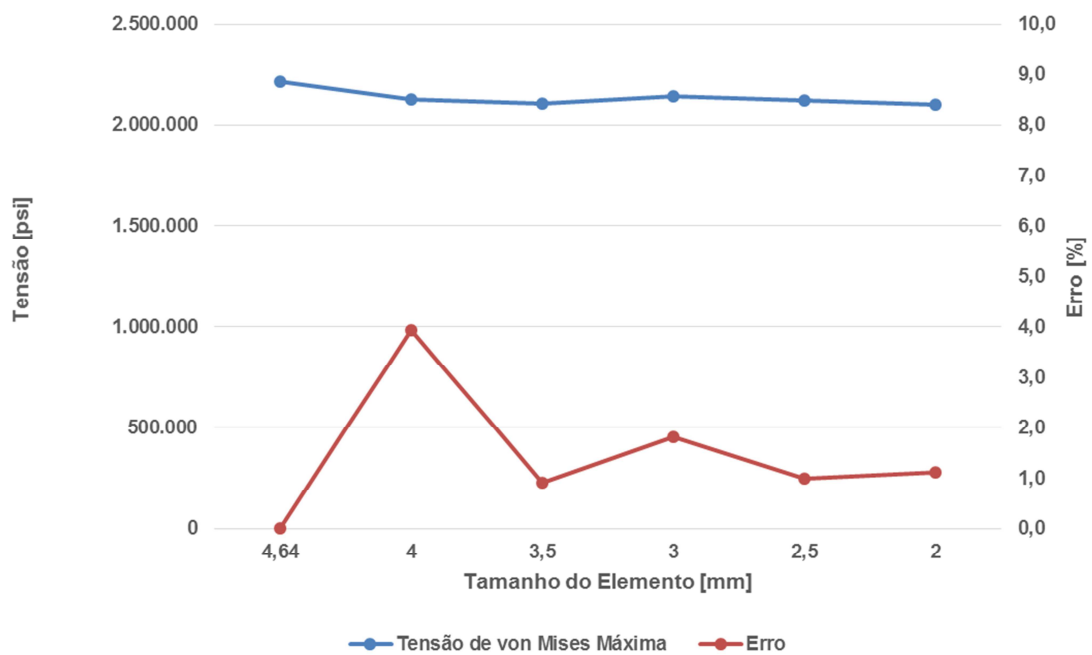


Figura 64 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de fixação de grampo à haste polida.

Devido às características tridimensionais do problema, foi utilizado o tipo de malha sólida e gerada a partir do esquema de geração de malha de Voronoi-Delaunay (malha padrão), podendo ser visualizada na TABELA 6 detalhes da malha selecionada.

TABELA 6 – INFORMAÇÕES DA MALHA PARA O CASO DE INTERAÇÃO DA HASTE POLIDA COM O GRAMPO.

Parâmetro	Opção selecionada
Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado	Malha padrão
Transição automática	Desativada
Pontos Jacobianos	29 Pontos
Tamanho do elemento global	9,2824 mm
Tolerância	0,3 mm
Tamanho do elemento no controle de malha	2 mm
Taxa no controle de malha	2
Qualidade da malha	Alta
Total de nós	140.442
Total de elementos	95.628
% de elementos com Proporção < 3	99.8
% de elementos com Proporção < 10	0
% de elementos distorcidos (Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss)	00:00:07

5.3.2 CASO 2: ANÁLISE DE FADIGA DA HASTE POLIDA FIXADA COM GRAMPO

- **Análises geométricas**

Para a referida análise será utilizada a mesma geometria apresentada no item 5.3.2, desta forma é suficiente os resultados obtidos neste item para constatar que o modelo não apresenta falhas geométricas que possam impactar na geração da malha.

- **Geração e análise da qualidade da malha**

Como feito anteriormente, foi utilizado o gerador automático de malha do SWS para determinar o tamanho global do elemento (~ 9,28 mm) e a tolerância (~ 0,46 mm). Devido a expectativa de altas tensões e deformações próximas as regiões de fixação do modelo e de aplicação de força, foi utilizada a ferramenta “controle de malha” do SWS para aumentar a densidade da malha nestas regiões, utilizando os valores pré-definido, pelo software, de tamanho de elemento (~ 4,64 mm) e taxa (2).

A utilização da mesma geometria do item 5.3.2 e as definições iniciais de malha reportam a uma qualidade similar de malha obtida neste item. A única diferença que deve ser observada é a alteração da localização da região de fixação do modelo e as regiões de aplicação de força, conforme pode-se visualizar na Figura 65. É válido frisar que a diferença apontada acima não resulta em diferenças nos valores obtidos no item anterior de razão de aspecto e razão jacobiana. Desta forma, a malha proposta inicialmente pode ser considerada de boa qualidade.



Figura 65 – Discretização do modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.

- **Análise de convergência**

Para a referida análise foi selecionada uma região próxima à base da área de interação do grampo com a haste polida (Figura 66) onde ocorre a aplicação da força. Desta forma, foi reduzido gradativamente o tamanho do elemento da malha nesta região e acompanhado o comportamento da tensão de von Mises, visto ser o parâmetro de maior interesse para análise.



Figura 66 – Região selecionada para análise de convergência do modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.

Verifica-se na Figura 67 que com a redução do tamanho do elemento da malha (aumento de densidade da malha) nas regiões de elevada tensão, ocorre, inicialmente, um aumento do erro (definido pela Equação 69) e uma redução para patamares próximos a 0,0 demonstrando a convergência da tensão de von Mises para o modelo proposto. Desta forma, será adotado elemento de tamanho 4,2 mm.

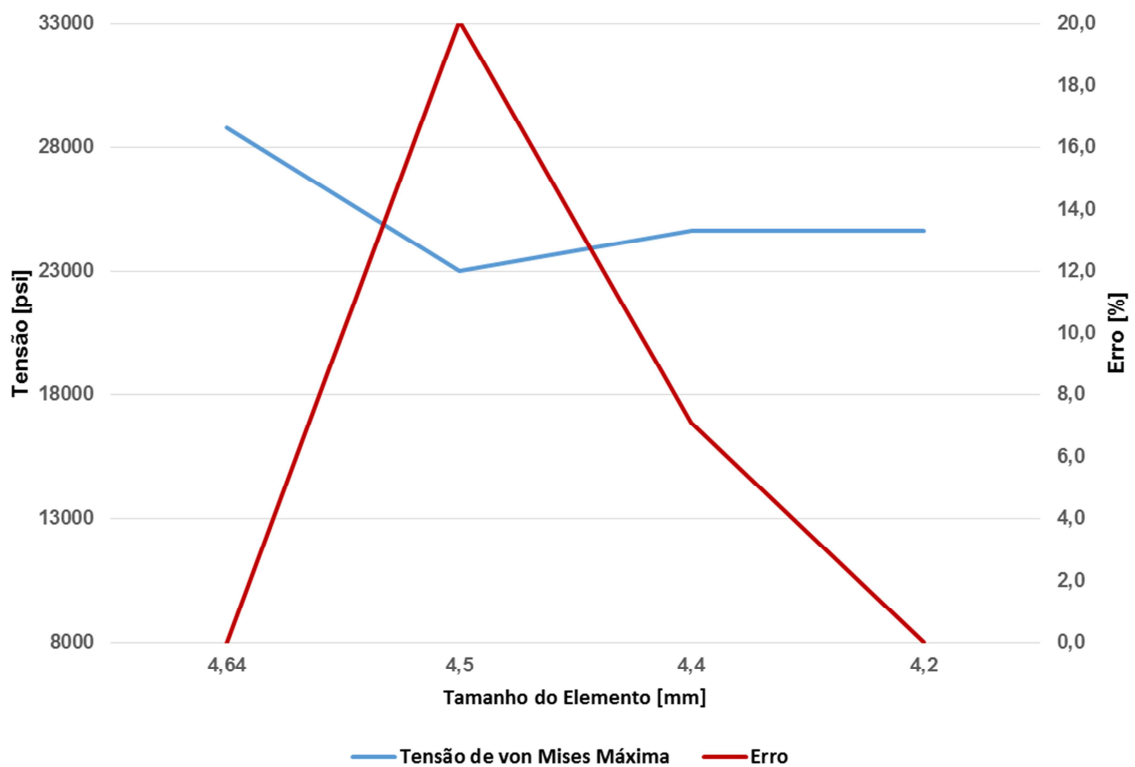


Figura 67 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão do modelo de fixação de grampo à haste polida para análise de fadiga.

5.3.3 CASO 3: ANÁLISE DE FADIGA DA PRCS

- **Análises geométricas**

Tal como feito no item 5.3.1 foi realizada a conferência dos modelos dos sólidos (bucha bipartida, luva e haste polida modificada) para evitar falhas geométricas, foi

utilizada a ferramenta "Verificar entidade" do SWS, a menos do comprimento mínimo da aresta, sendo adotados as seguintes dimensões:

- Bucha bipartida: 0,274 mm;
- Luva: 0,334 mm;
- Haste polida modificada: 0,379 mm.

Após a execução da referida verificação, foram obtidos os resultados mostrados na TABELA 7.

TABELA 7 – RESULTADO DA ANÁLISE GEOMÉTRICA PARA OS COMPONENTES DA PRCS.

	Bucha bipartida	Luva	Haste polida modificada
Arestas/faces inválidas	0	0	0
Arestas curtas	0	0	0
Raio mínimo de curvatura	15,7 mm	19,5 mm	15,7 mm
Espaçamento máximo entre arestas	5×10^{-6} mm	5×10^{-6} mm	5×10^{-6} mm
Espaçamento máximo entre vértices	5×10^{-6} mm		

Nas próximas figuras, pode-se visualizar as seguintes informações geométricas:

- Raio mínimo de curvatura para bucha bipartida (Figura 68-a);
- Espaçamento máximo entre arestas para bucha bipartida (Figura 68-b);
- Espaçamento máximo entre vértices para bucha bipartida (Figura 68-c);
- Raio mínimo de curvatura para luva (Figura 69-a);
- Espaçamento máximo entre arestas para luva (Figura 69-b);
- Raio mínimo de curvatura para bucha haste polida modificada (Figura 70-a);
- Espaçamento máximo entre arestas para haste polida modificada (Figura 70-b).

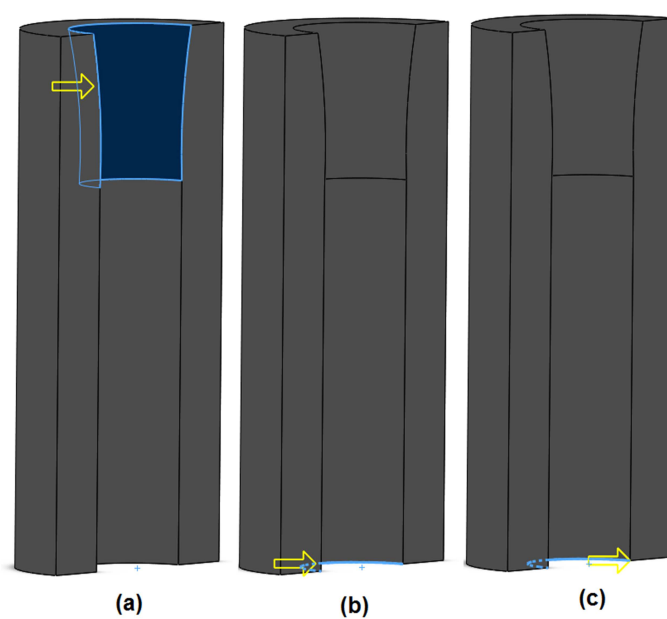


Figura 68 – Resultado da verificação geométrica para o modelo da bucha bipartida.

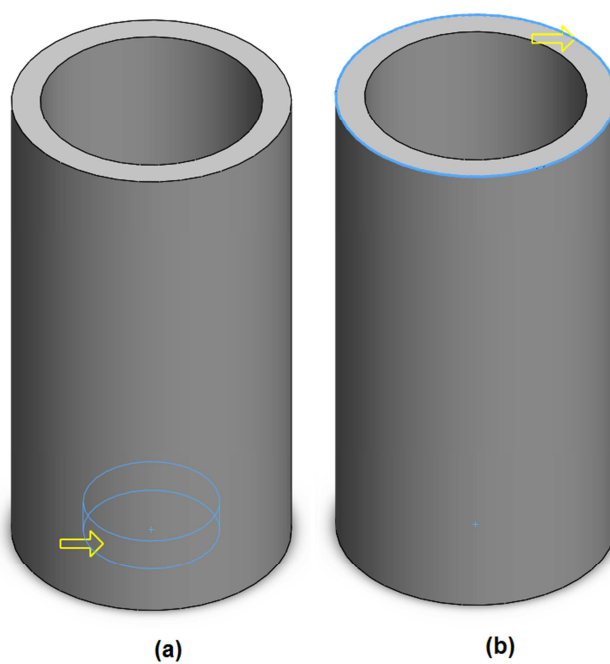


Figura 69 – Resultado da verificação geométrica para o modelo da luva.

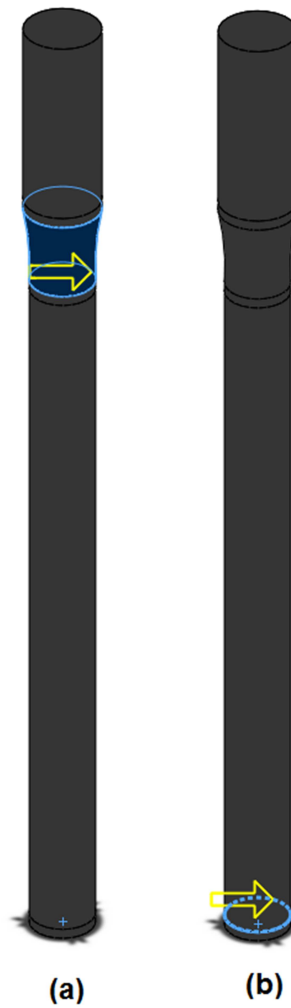


Figura 70 – Resultado da verificação geométrica para o modelo da haste polida modificada.

Pelo exposto conclui-se que os modelos não apresentam falhas geométricas que possam impactar nas respectivas gerações da malha.

- **Geração e análise da qualidade da malha**

Inicialmente foi utilizado o gerador automático de malha do SWS para determinar o tamanho global do elemento e a tolerância para cada componente da PRCS, obtendo-se os seguintes resultados:

- Bucha bipartida: elemento global de aproximadamente 5,48 mm e tolerância de aproximadamente 0,27 mm;

- Luva: elemento global de aproximadamente 6,68 mm e tolerância de aproximadamente 0,33 mm;
- Haste polida modificada: elemento global de aproximadamente 7,59 mm e tolerância de aproximadamente 0,38 mm;

Devido à expectativa de altas tensões e deformações próximas às regiões de fixação dos modelos e de aplicação de força, foi adaptado um procedimento alternativo, utilizando a ferramenta “controle de malha” do SWS para aumentar a densidade da malha nestas regiões. Os seguintes valores pré-definido de tamanho de elemento e taxa foram fornecidos pelo *software*:

- Bucha bipartida: tamanho do elemento de aproximadamente 2,74 mm e taxa de aproximadamente 1,5;
- Luva: tamanho do elemento de aproximadamente 3,34 mm e taxa de aproximadamente 1,5;
- Haste polida modificada: tamanho do elemento de aproximadamente 3,79 mm e taxa de aproximadamente 1,5;

A discretização dos modelos da bucha bipartida, luva e haste polida modificada, com destaque para as regiões de maior densidade (aplicação de controle de malha nas regiões de fixação do modelo e aplicação de força), podem ser visualizadas, respectivamente, na Figura 71, Figura 72 e Figura 73.

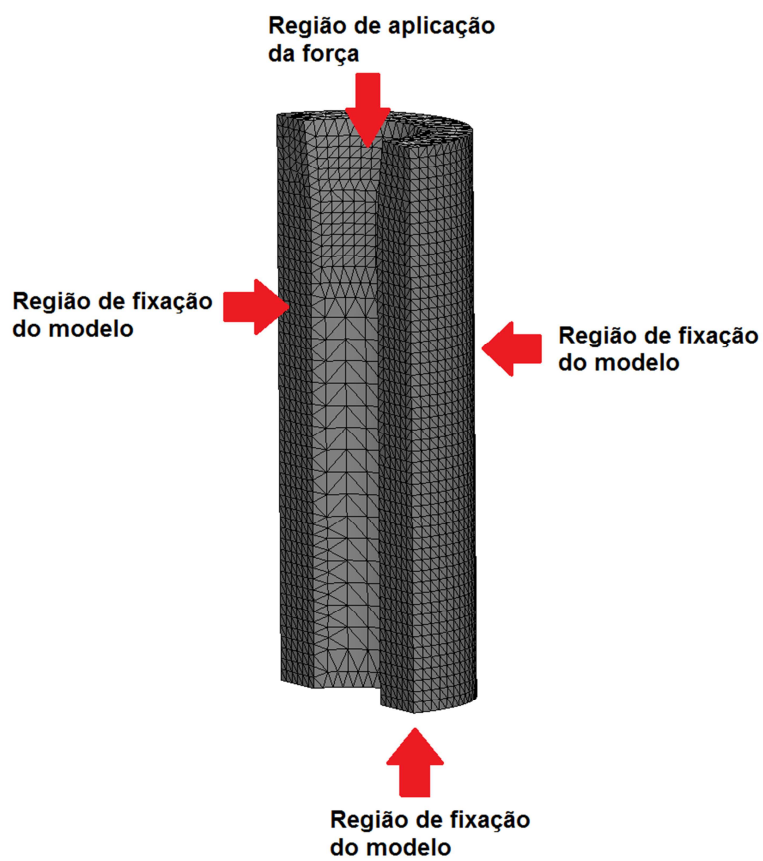


Figura 71 – Discretização da bucha bipartida.

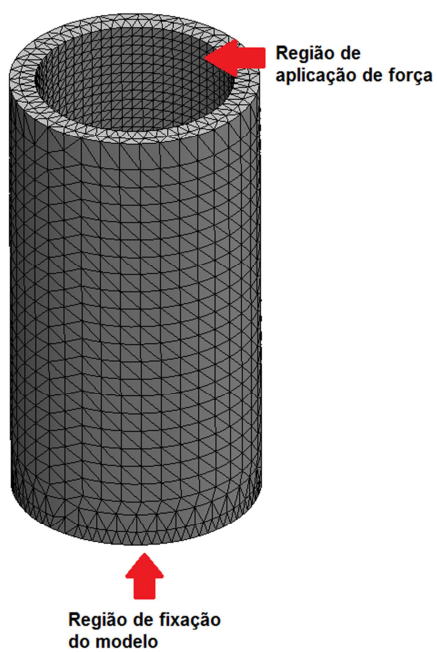


Figura 72 – Discretização da luva.



Figura 73 – Discretização da haste polida modificada.

Com a finalidade de determinação da qualidade das discretizações propostas foi analisada a razão de aspecto e a razão jacobina de cada modelo.

Na Figura 74, Figura 75 e Figura 76, podem-se visualizar, respectivamente, a razão de aspecto das discretizações do modelo da bucha bipartida, luva e haste polida modificada. Percebe-se que os seguintes valores máximos de razão aspecto para cada modelo:

- Bucha bipartida: 4,051 (localizada próxima à base do modelo);
- Luva: 4,247 (localizada próxima ao topo do modelo);
- Haste polida modificada: 4,077 (localizada próxima à região de sustentação da haste polida).

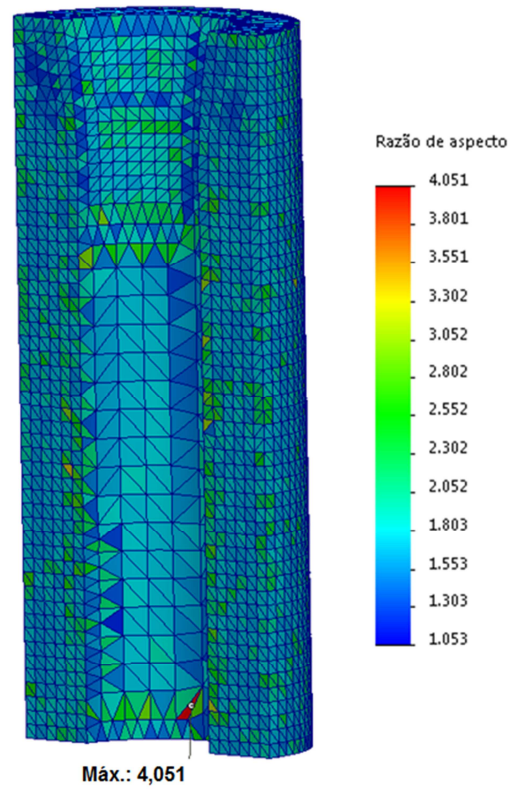


Figura 74 – Razão de aspecto da discretização do modelo da bucha bipartida.

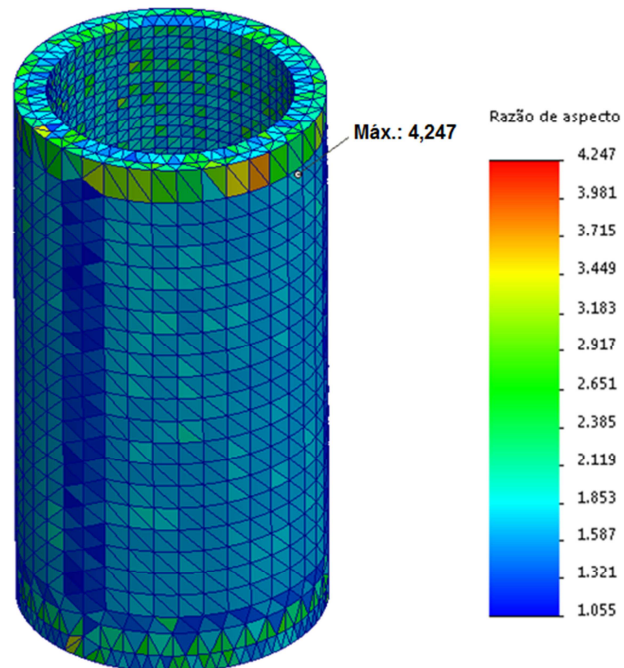


Figura 75 – Razão de aspecto da discretização do modelo da luva.

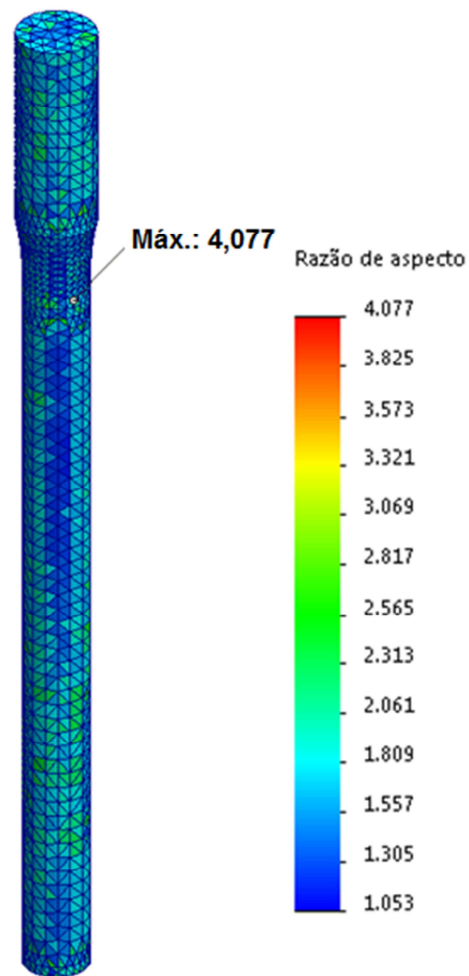


Figura 76 – Razão de aspecto da discretização do modelo da haste polida modificada.

Na Figura 77, Figura 78 e Figura 79 podem-se visualizar, respectivamente, a razão jacobiana (considerado 29 pontos gaussianos para sua determinação) da discretização dos modelos da bucha bipartida, luva e haste polida modificada. Percebe-se os seguintes valores máximos de razão jacobiana para cada modelo:

- Bucha bipartida: 1,336 (localizada próxima à base do modelo);
- Luva: 1,153 (localizada próxima à base do modelo);
- Haste polida modificada: 1,219 (localizada no corpo da haste abaixo da região de fixação do modelo).

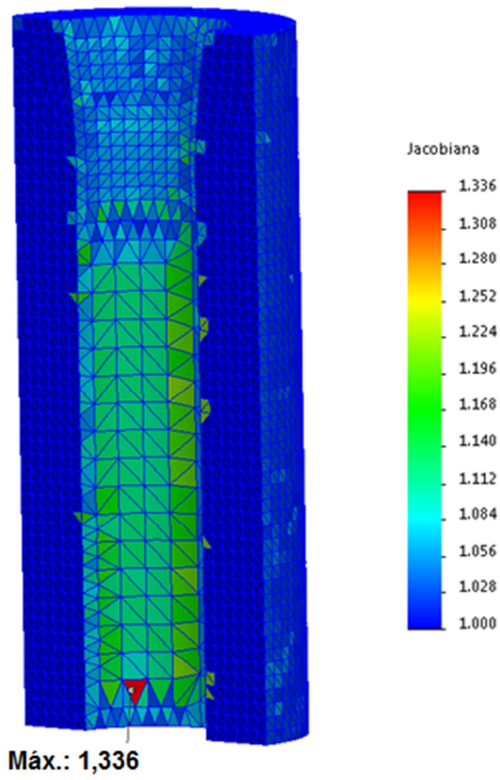


Figura 77 – Razão jacobiana da discretização do modelo da bucha bipartida.

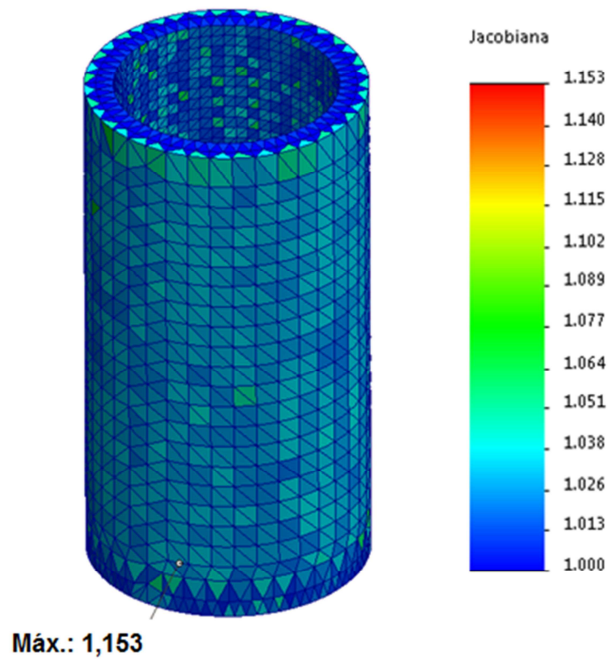


Figura 78 – Razão jacobiana da discretização do modelo da bucha bipartida.

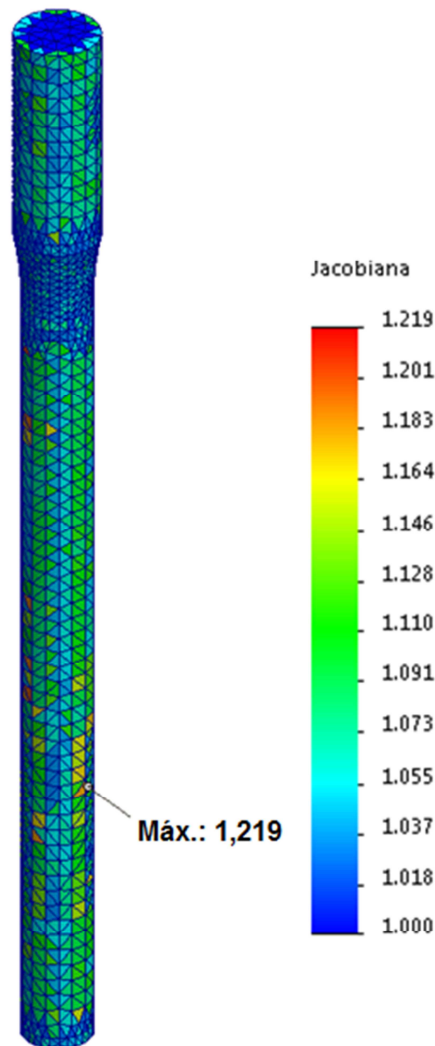


Figura 79 – Razão jacobiana da discretização do modelo da bucha bipartida.

Segundo Botting (2014), deve ser considerado para projetos de estruturas razão de aspecto menores que 5 e segundo o SOLIDWORKS (2014), razão jacobiana menores que 40 são aceitáveis. Diante do exposto, as discretizações propostas apresentam boa qualidade.

- **Análise de convergência**

Para a análise de convergência do modelo da bucha bipartida, luva, haste polida modificada e sistema PRCS montado, foi analisada o comportamento da tensão de von Mises. Em simulações iniciais foram observadas regiões de maior tensão, sendo elas: região superior da bucha (Figura 80-a), região interna inferior da luva (Figura

80-b), região próxima à região de fixação do modelo da haste polida modificada (Figura 80-c) e no sistema PRWC montado, a região da haste polida modifica próxima à base da luva (Figura 81). Desta forma, estas regiões foram selecionadas para os respectivos refinamentos das malhas. Em resumo, foi realizada a variação do tamanho do elemento da malha nestas regiões e acompanhado o comportamento da tensão de von Mises, visto ser o parâmetro de maior interesse para análise.

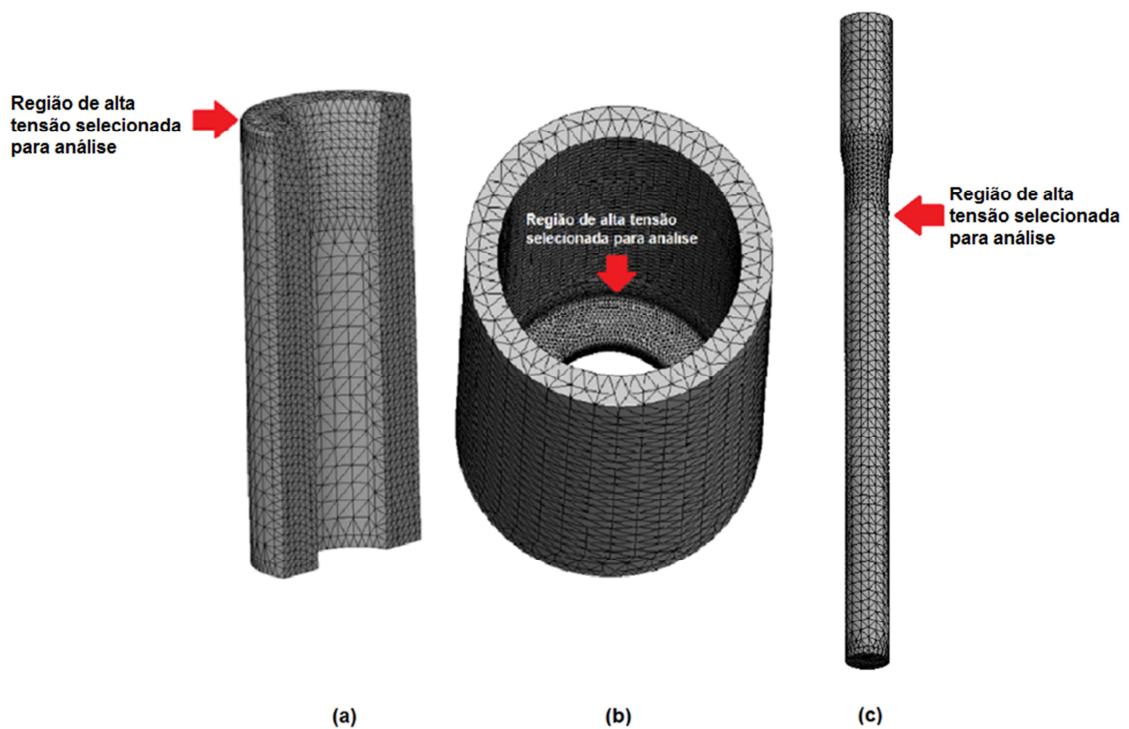


Figura 80 – Região selecionada para análise de convergência na bucha bipartida, luva e haste polida modificada.

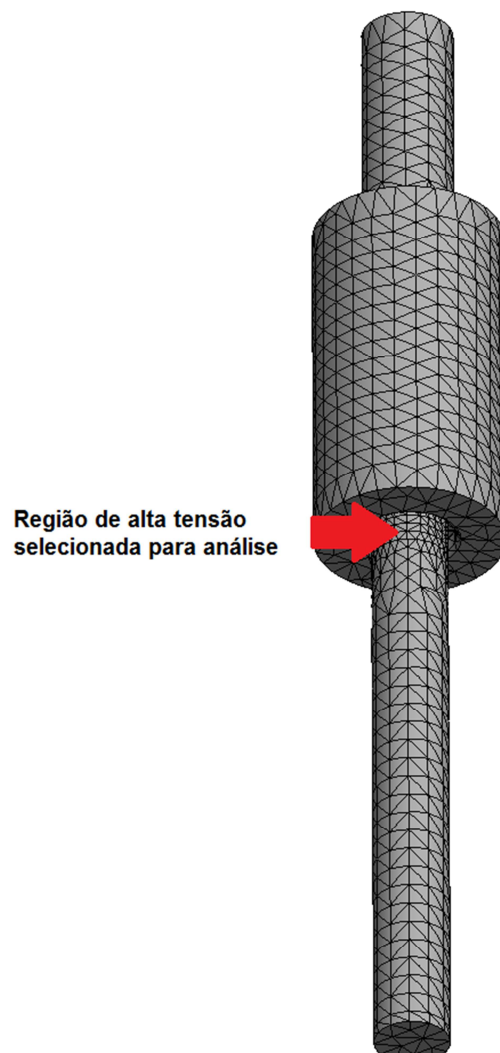


Figura 81 – Região selecionada para análise de convergência para o sistema PRCS.

Verifica-se na Figura 82, Figura 83, Figura 84 e Figura 85 que com a redução do elemento da malha (aumento de densidade da malha) nas regiões de alta tensão, ocorre, inicialmente, um aumento do erro (definido pela Equação 69), porém em seguinte uma redução para patamares próximos a 0,5%, para a bucha bipartida (Figura 82), 0,0%, para a luva (Figura 83) e para a haste polida modificada (Figura 84) e 0,5% para o sistema PRCS montado (Figura 85), demonstrando a convergência da tensão de von Mises para cada modelo proposto. Desta forma, serão adotados elementos de tamanho 1,5 mm, 1,3 mm, 2,5 mm e 4 mm nas regiões da bucha bipartida, luva, haste polida modificada e sistema PRCS, respectivamente.

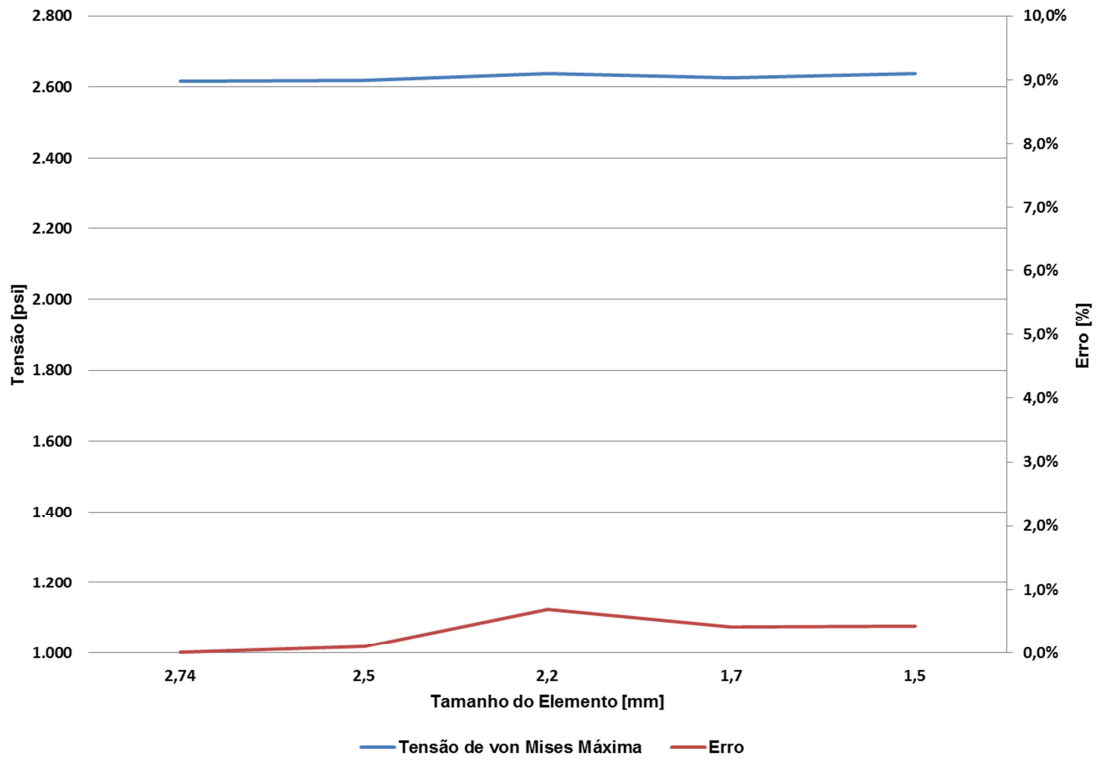


Figura 82 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão da bucha bipartida.

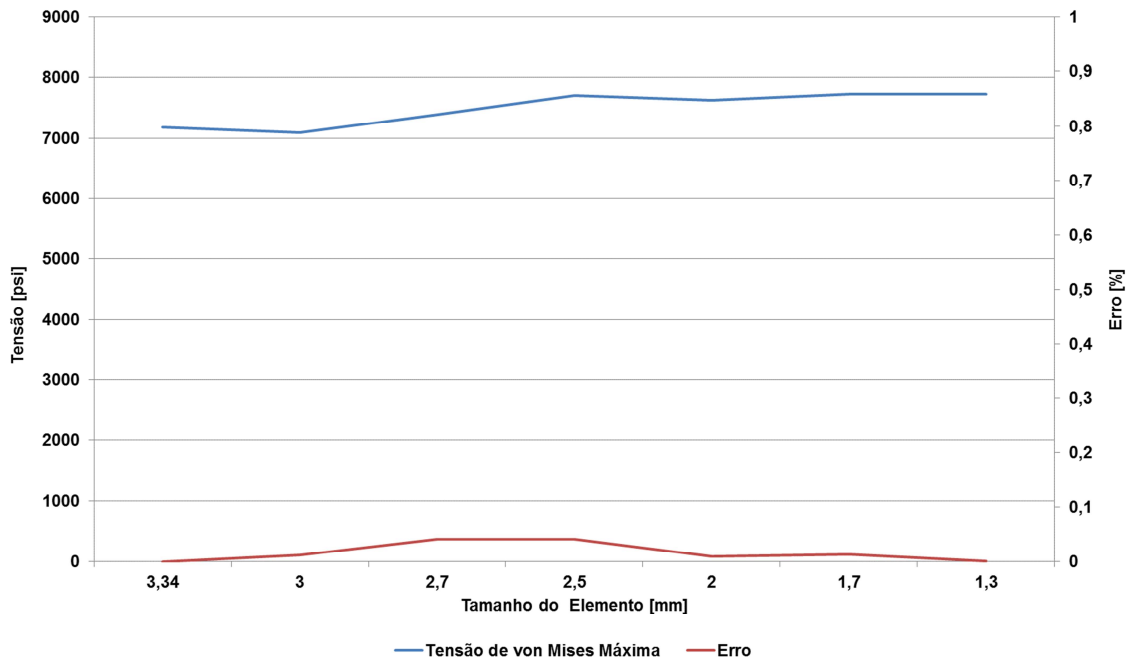


Figura 83 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão da luva.

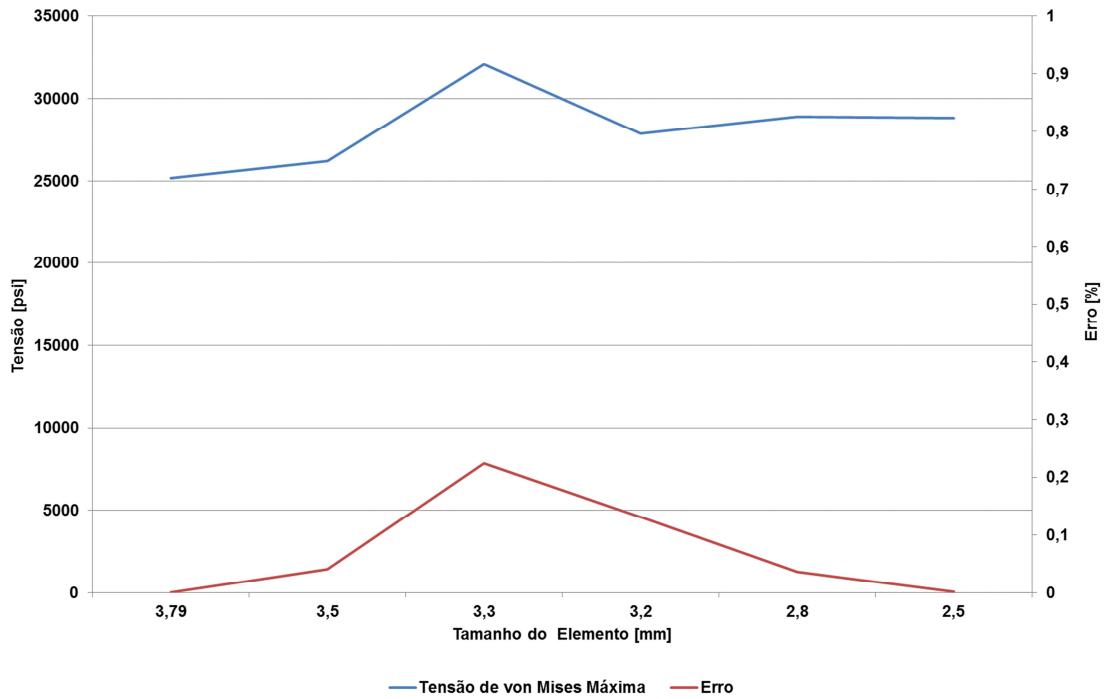


Figura 84 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão da haste polida modificada.

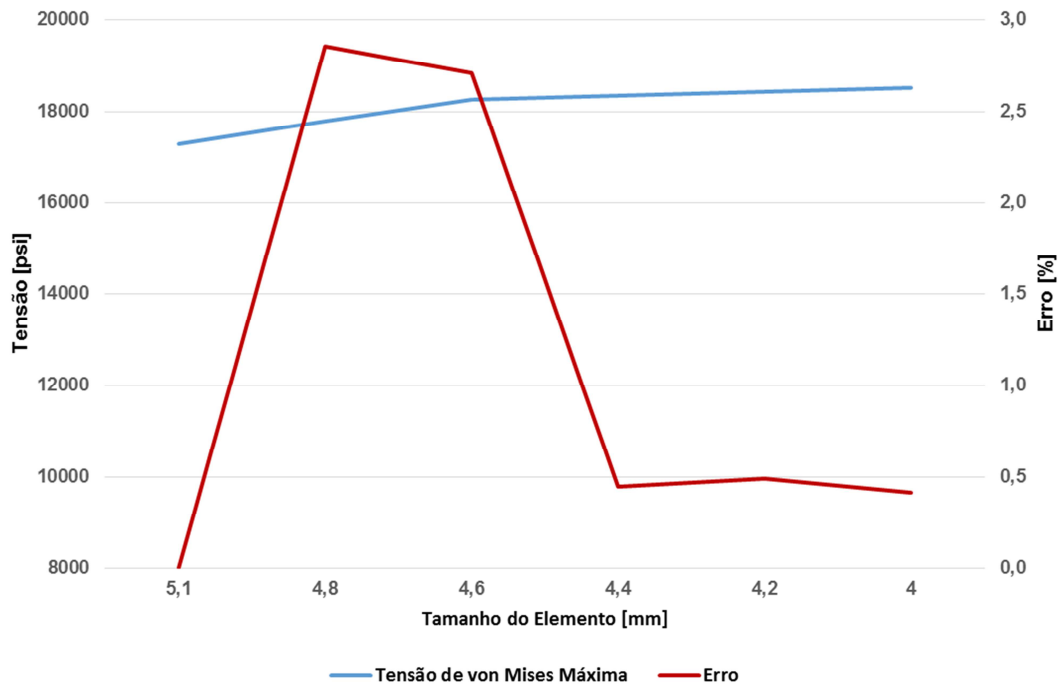


Figura 85 – Gráfico do comportamento da tensão de von Mises com o aumento da densidade da malha na região de alta tensão do sistema PRCS montado.

Devido às características tridimensionais das peças em estudo, foi utilizado o tipo de malha sólida e gerada a partir do esquema de geração de malha de Voronoi-Delaunay (malha padrão), podendo ser visualizada na TABELA 8 detalhes das malhas selecionadas.

TABELA 8 – INFORMAÇÕES DAS MALHAS GERADAS PARA BUCHA BIPARTIDA, LUVA E HASTE POLIDA MODIFICADA.

	Bucha partida	Luva	H. Polida modificada	PRCS
Tipo de malha	Malha sólida	Malha sólida	Malha sólida	Malha sólida
Gerador de malhas usado	Malha padrão	Malha padrão	Malha padrão	Malha padrão
Transição automática	Desativada	Desativada	Desativada	Desativada
Pontos Jacobianos	29 Pontos	29 Pontos	29 Pontos	29 Pontos
Tamanho do elemento global	5,48063 mm	6,68474 mm	7,58741 mm	9,14858 mm
Tolerância	0,06 mm	0,3 mm	0,3 mm	0,457429 mm
Tamanho do elemento no controle de malha	2 mm	1,3 mm	2,5 mm	4,0 mm
Taxa no controle de malha	2	1,3	1,5	1,5
Qualidade da malha	Alta	Alta	Alta	Alta
Total de nós	29.760	126.768	22.586	21.299
Total de elementos	18.679	82.889	14.570	13.888
% de elementos com Proporção < 3	99,2	99,4	99,9	93,6
% de elementos com Proporção < 10	0	0	0	0,274
% de elementos distorcidos (Jacobiana)	0	0	0	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss)	00:00:03	00:00:12	00:00:02	00:00:02

5.4 DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES

Durante a discretização do modelo, um número infinito de pontos do domínio contínuo, com incógnitas a se determinar é trocado por um número finito de pontos nodais vinculados a um número discreto de incógnitas. Utiliza-se, no processo de discretização, elementos que forneçam bons resultados, quando expostos a uma

grande variedade de parâmetros, e forneçam a precisão satisfatória, associada a um processamento computacional rápido (SORIANO, 2003).

Diante do exposto, o procedimento de discretização consiste na integração das equações de equilíbrio para cada elemento da malha computacional gerada, buscando a obtenção de um sistema de equações algébricas representativas do modelo matemático do meio contínuo.

6 RESULTADOS

6.1 CASO 1: INTERAÇÃO ENTRE A HASTE POLIDA E GRAMPO

Para compreender melhor o estado das tensões para este caso foi plotado a tensão de von Mises. Na Figura 86, apresenta uma tensão extremamente alta (87.020,256 psi) no limite entre a região de fixação do modelo e o corpo da haste polida. Durante a análise de convergência, foi verificado que a tensão nesta região aumentava consideravelmente com o aumento da densidade da malha, indicando que possivelmente não iria convergir para um valor finito.

Segundo Raoufi (2013), o problema relatado acima não é um problema do modelo de análise de elementos finitos, particularmente, ele está relacionado com a modelagem matemática usada na formulação do comportamento do modelo na região de alta tensão. O modelo de análise de elementos finitos criará os erros de discretização na região de fronteira na área de alta tensão e implementará o modelo matemático. A tensão nesta região é chamada de singular.

Como durante a análise de convergência, a tensão na região de interesse para esta análise (fixação de grampo com a haste polida) convergiu para um valor finito, pode-se concluir que a análise pode ser feita nesta região mesmo com o comportamento relatado acima (RAOUFI, 2013).

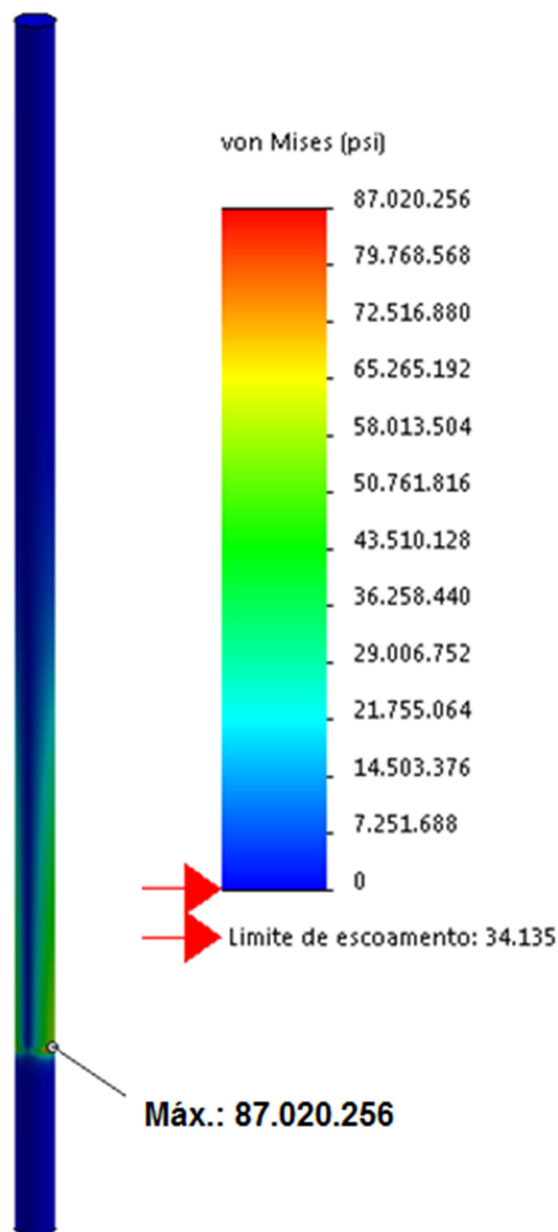


Figura 86 – Plotagem da tensão de von Mises para o caso de fixação do grampo à haste polida.

Na Figura 87 é exibida a região de fixação do grampo à haste polida, podendo visualizar tensões que variam de 35.432 psi a $1,2875 \times 10^7$ psi, sendo o valor médio de $3,2435 \times 10^6$ psi. Isso indica um escoamento do material nesta região, como os valores ultrapassam o seu limite de resistência (85.340,2 psi), provavelmente virá a ocorrer à fratura em algum ponto desta região.

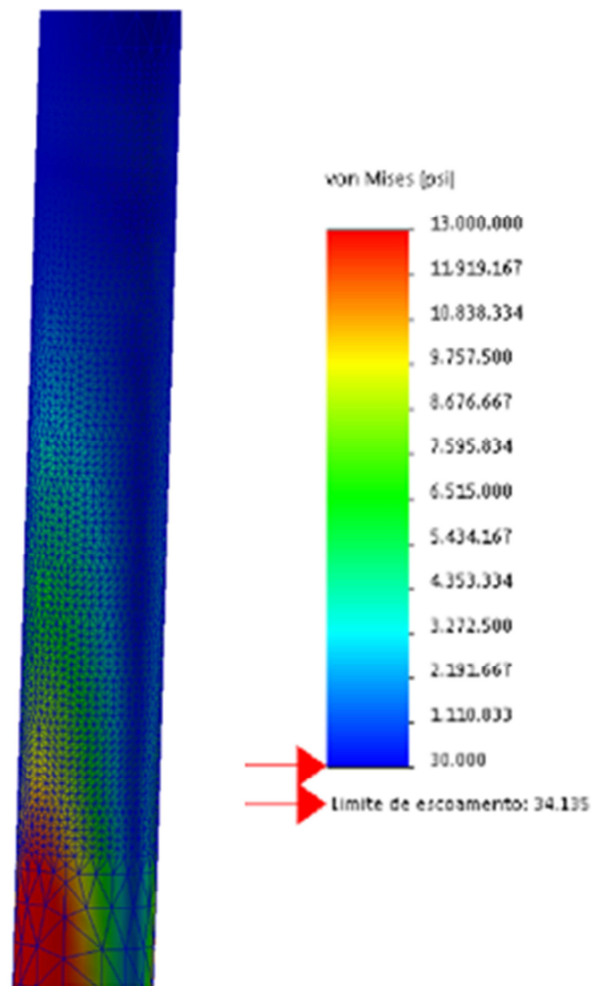


Figura 87 – Plotagem da tensão de von Mises na região de fixação do grampo à haste polida.

De acordo com as propriedades do material e os parâmetros do modelo, foi determinado o fator de segurança (FOS). Devido ao fato de que a haste polida é constituída de um material de natureza maleável e as tensões envolvidas na região de interesse serem cisalhantes foi utilizado o critério de tensão de cisalhamento máxima para determinação do FOS. Conforme visualizado na Figura 88, o valor mínimo do FOS na região de fixação do grampo foi de 0,0026481 e o máximo de 0,85852, sendo a média igual a 0,033153. Como o FOS mínimo é menor do que 1, o modelo em questão é considerado inseguro e a falha da peça virá a ocorrer.

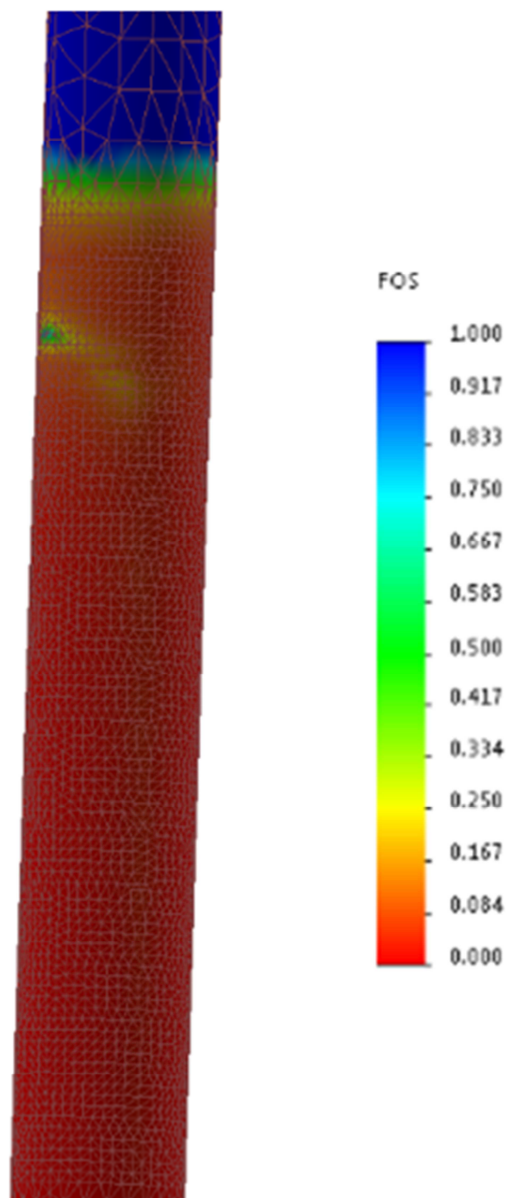


Figura 88 – Plotagem de fator de segurança na região de fixação do grampo.

Visando compreender o estado de deformação, foi plotado a deformação normal ao plano de aplicação da força, imposta pela fixação do grampo a haste polida. Na Figura 89, podem-se visualizar os níveis de deformações normais nesta região, apresentando um valor médio de 0,011061.

Da Equação 89, pode-se determinar o diâmetro da haste polida após a deformação provocada pela força imposta pela fixação do grampo, conforme abaixo:

$$D_d = L_0 - \Delta L = L_0(1 - \varepsilon) \quad (88)$$

onde D_d = diâmetro da haste polida deformada, ε = deformação (adimensional), L_0 = Comprimento inicial de referência e ΔL = Variação do comprimento após aplicação da força.

Considerando o diâmetro da haste polida sem deformação igual a 31,9 mm, a deformação média de 0,011061 e utilizando a Equação 70, tem-se:

$$D_d = 31,9 \text{ mm} (1 - 0,011061) = 31,5 \text{ mm}$$

Logo, o diâmetro da haste polida após a deformação provocada pela fixação do grampo é de aproximadamente 31,5 mm. Em medições de campo, Soares (2010) verificou que o diâmetro deformado da haste polida foi de 31,8 mm. Desta forma, o valor determinado por simulação é aproximadamente 99% do valor medido em campo. Este fato ratifica a representatividade dos dados simulados e sinaliza uma boa base para o desenvolvimento das análises subsequentes.

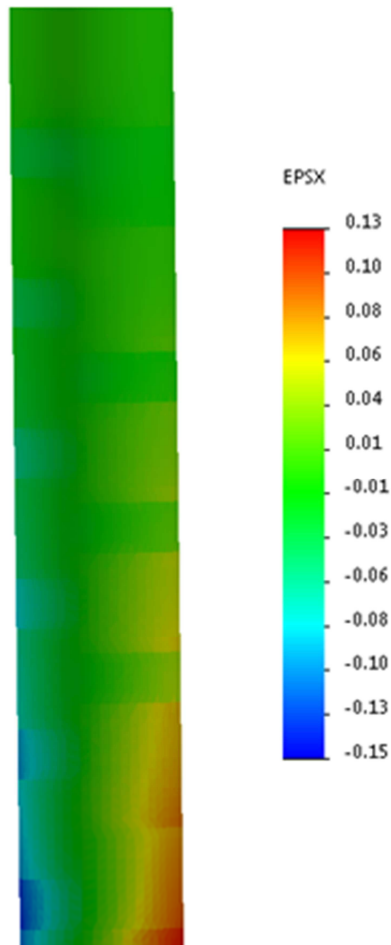


Figura 89 – Deformação normal da região de fixação do grampo.

De uma forma geral, a presente análise nos mostra que a forma convencional de fixação da haste polida, mediante o grampo, é muito prejudicial a mesma, pois provoca o escoamento do material nesta região. Vale ressaltar os níveis de tensões determinado na simulação, que ultrapassam o limite de resistência do material, indicando o provável aparecimento de fraturas na região de fixação do grampo à haste. Estas fraturas serão pontos de concentração de tensão e poderão potencializar as falhas por fadigas.

6.2 CASO 2: ANÁLISE DE FADIGA DA HASTE POLIDA FIXADA COM GRAMPO

Para realização da análise de fadiga foi utilizado um caso real de falha relatado por Soares (2010). Segundo o autor, a falha na haste polida, cujo material de fabricação é o AISI 316, de um determinado poço ocorreu após 4200 horas de operação, totalizando $1,5 \times 10^6$ ciclos de tensão. Na Figura 90, pode-se visualizar a carta dinamométrica de superfície (em azul) e de fundo (em vermelho) imediatamente anterior à falha mencionada. O eixo horizontal se refere ao curso da UB, em polegada, e o vertical se refere a carga imposta a haste polida, em libra-força.

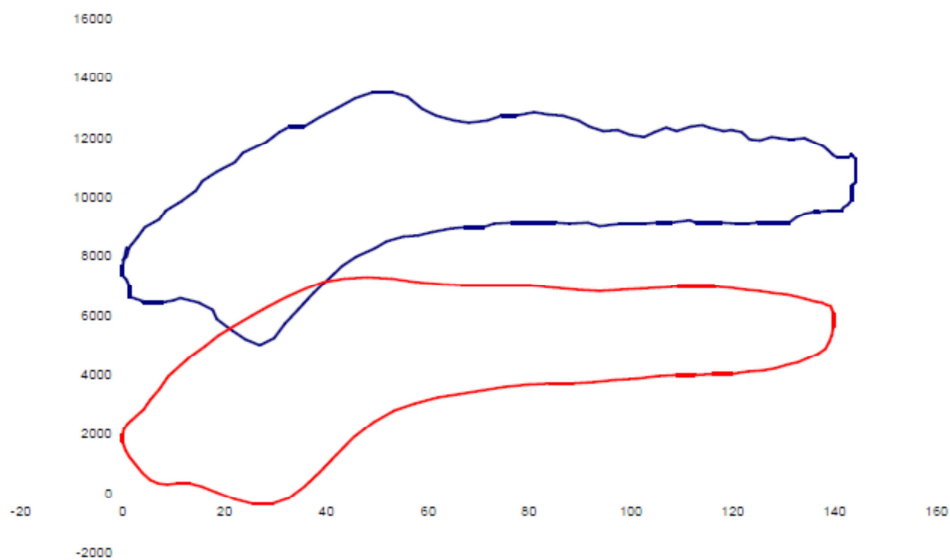


Figura 90 – Carta dinamométrica de superfície e fundo de um caso típico.
Fonte: Soares (2010).

Da carta dinamométrica de superfície (Figura 90), podem-se obter informações básicas necessárias para o estudo de fadiga, como a carga máxima (13.538,46 lbf) e mínima (5.028,57 lbf) na haste polida.

As cargas dinâmicas no sistema de elevação por bombeio mecânico têm um comportamento senoidal e a carta, mostrada na Figura 90, retrata um problema no sistema de elevação, denominado “pancada de fluido” (bomba superdimensionada

para o poço). Desta forma, a fim de retratar um comportamento mais abrangente do sistema, será considerado, para fins de análise, que o sistema opera com cargas com comportamento senoidal, com carga máxima de 13.538,46 lbf e carga mínima de 5.028,57 lbf.

Devido à grande dificuldade em encontrar a curva de Wöhler ou curva S-N da haste polida, com as características de composição química do material, o tratamento termomecânico a que foi submetida e principalmente, o ambiente a que está exposta, fez-se necessário à estimativa da referida curva.

De acordo com Telles (2001), o aço AISI 316 possui estrutura metalúrgica austenítica. Com isso, conforme disponível no SWS foi estimada a curva S-N a partir da derivação do módulo elástico do material com base em curvas de aço austenítico ASME, resultando na curva S-N mostrada na Figura 91.

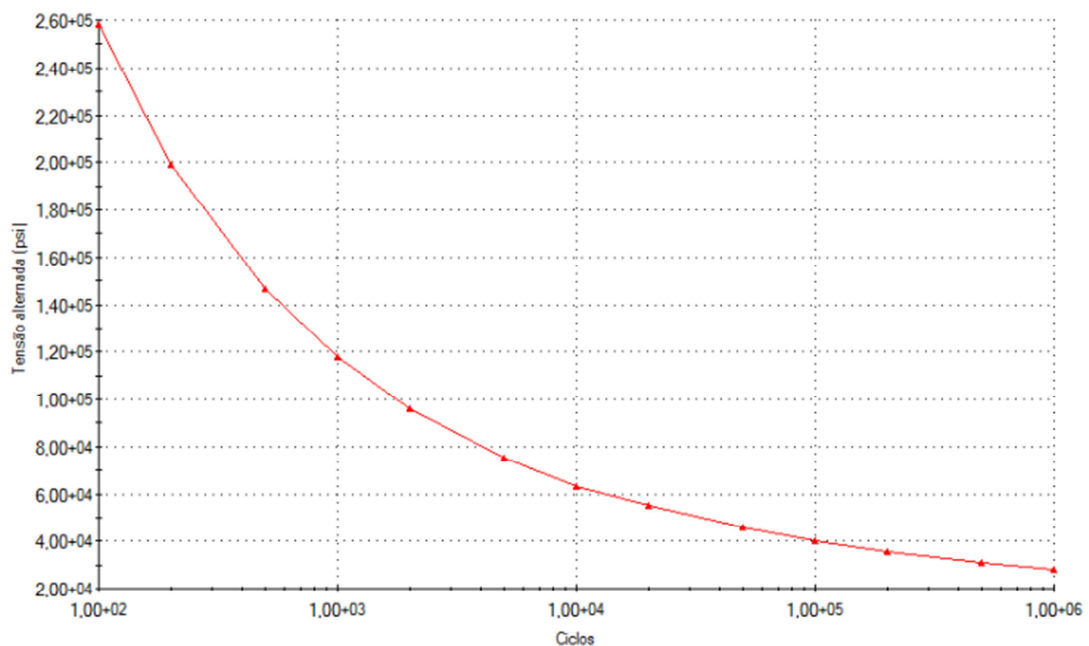


Figura 91 – Estimativa de curva S-N para haste polida.

6.2.1 ANÁLISE ESTÁTICA BASE PARA O ESTUDO DE FADIGA

Devido à necessidade de determinação de uma análise estática para servir de base para o estudo de fadiga do SWS, foi construído um modelo específico para tal fim.

Desta forma, para compreender melhor o estado das tensões do modelo proposto foi plotado a tensão de von Mises. A Figura 92 apresenta a tensão máxima de aproximadamente 24.656, que é 72,23% do limite de escoamento do material. Conforme indicado na Figura 93, o menor FOS encontrado no modelo foi de 1,384, indicando um modelo seguro e que não apresentará falhas em condições estáticas. Já na Figura 94 é mostrada a deformação equivalente, sendo observado um valor máximo de aproximadamente $6,914 \times 10^{-4}$, o que reporta uma deformação insignificante para a aplicação.

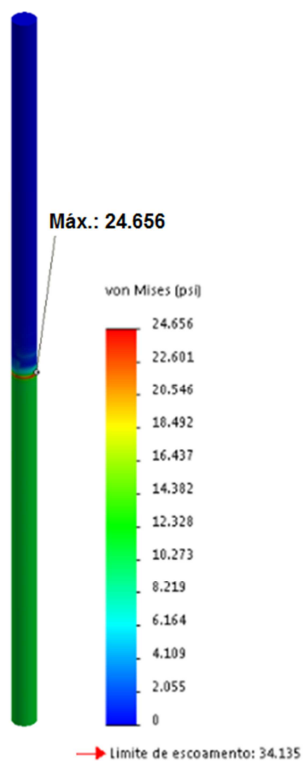


Figura 92 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.

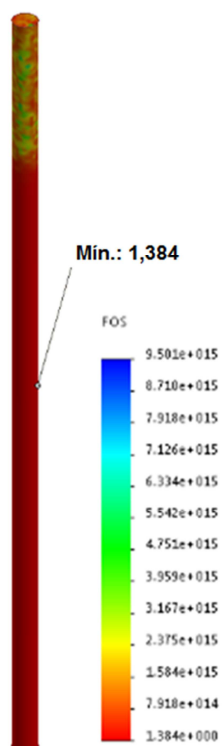


Figura 93 – Plotagem de fator de segurança para o modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.

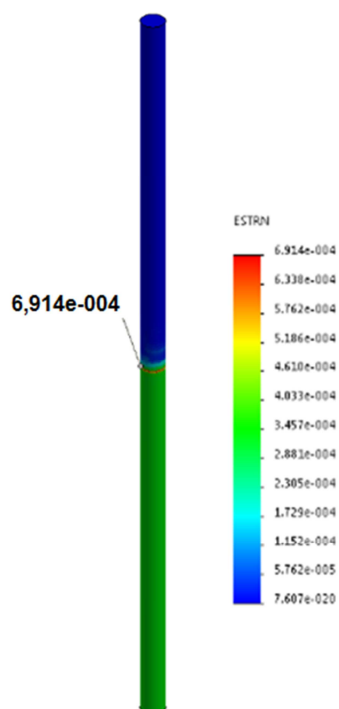


Figura 94 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo de fixação da haste polida com grampo para análise de fadiga.

6.2.2 ANÁLISE DE FADIGA DO MODELO DE FIXAÇÃO DA HASTE POLIDA COM GRAMPO

Segundo Collins (2012), geralmente as curvas S-N encontradas na literatura são relativas às análises realizadas em corpos-de-prova polidos, mostrando respostas diferentes das peças reais, do mesmo material, devido às diferenças de composição, ambiente, processo de fabricação e condições operacionais. Desta forma, a resistência à fadiga de uma peça real é, na grande maioria das vezes, diferente da retirada da curva S-N oriundas da literatura.

Com base no que afirma o autor, no caso do presente estudo, como se estimou a curva S-N com base em dados da literatura, deverá ser mensurado o fator de redução de resistência à fadiga, através dos seus fatores componentes conforme mostrado na TABELA 9.

TABELA 9 – FATORES DE CORREÇÃO DE RESISTÊNCIA QUE PODEM AFETAR AS CURVAS S-N.

Fator de Correção	Símbolo	Faixa Aproximada	Valor “Característico”
Composição do material	k_m	-	Necessita-se de dados específicos S-N
Tratamento térmico	k_t	-	Necessita-se de dados específicos S-N
Temperatura de operação	k_{to}	-	Necessita-se de dados específicos S-N
Tamanho de grão e orientação	k_{gr}	0,4 – 1,0	1,0
Soldagem	k_{we}	0,3 – 0,9	0,8
Descontinuidade geométrica	k_f	0,2 – 1,0	Inverso de concentração de tensão.
Estado da superfície	k_{sr}	0,2 – 0,9	0,7
Efeito do tamanho	k_{sz}	0,5 – 1,0	0,9
Tensão residual de superfície	k_{rs}	0,5 – 2,5	Necessita-se de dados específicos.
Fretagem	k_{fr}	0,1 – 0,9	0,35 se há fretagem, 1,0 se não há fretagem.
Corrosão	k_{cr}	0,1 – 1,0	Necessita-se de dados específicos.
Velocidade de operação	k_{sp}	0,9 – 1,2	1,0
Confiabilidade de resistência necessária	k_r	0,7 – 1,0	0,9
Padrão de configuração tensão-tempo	k_{tt}	-	
Tensão média não-nula	k_{tm}	-	
Acumulação de dano	k_a	-	

Fonte: Adaptado de Collins (2012).

Desta forma, para determinar o fator de redução de resistência à fadiga foi necessária a utilização da Equação 71 para que corresponda à vida de projeto de N ciclos:

$$k_N = (k_m k_t k_{to} k_{gr} k_{we} k_f k_{sr} k_{sz} k_{rs} k_{fr} k_{cr} k_{sp} k_r k_{tt} k_{tm} k_a)_N \quad (89)$$

Como o presente estudo se baseia em análise teórica do problema proposto, não estando no seu escopo a realização de um teste com protótipos, foi necessária a

suposição de não interação entre os diversos fatores de correção da resistência do material à fadiga, suposição esta que nem sempre é verdadeira, porém necessária para realização do referido estudo.

Segue considerações sobre a determinação de cada fator de correção da resistência à fadiga para aplicação nas simulações:

- **Composição do material (k_m):** devido às composições bem definidas do material do presente estudo, foi adotado valor igual a 1,0 para este fator de correção;
- **Tratamento térmico (k_t):** como não há informações sobre o tratamento térmico do corpo-de-prova para geração da curva S-N e da peça utilizada como base do estudo, foi arbitrado o valor igual 0,95 para este fator de correção;
- **Temperatura de operação (k_{to}):** como a temperatura de operação da haste polida é muito menor que a metade da temperatura absoluta de fusão, os efeitos da temperatura na resistência do material à fadiga são irrelevantes. Desta forma, foi adotado o valor de 1,0 para este fator de correção;
- **Tamanho de grão e orientação de grão (k_{gr}):** devido à falta de informações sobre as características dos grãos da haste polida e do corpo-de-prova utilizado para geração a curva S-N, foi adotado o valor característico para este fator de correção, conforme tabela 3. Logo, o seu valor é igual a 1,0;
- **Soldagem (k_{we}):** como a haste polida não possui nenhum ponto de soldagem, rebite ou algo parecido, foi adotado um valor de 1,0 para este fator de correção;
- **Descontinuidade geométrica (k_f):** como as concentrações de tensão devido à descontinuidade geométrica têm um grande impacto na resistência do material, será realizada uma discussão mais profunda em um item específico posteriormente;
- **Acabamento superficial (k_{sr}):** para garantir uma redução do atrito entre a haste polida e o sistema de vedação do poço, é realizado um tratamento

superficial rigoroso. Este tratamento garante um nível de polimento que pode ser considerado espelhado. Logo, conforme gráfico da Figura 95, o valor deste fator de correção é igual a 1,0.

- **Efeito de tamanho (k_{sz}):** devido à falta de informação do corpo-de-prova utilizado para geração da curva S-N, será considerado o valor de 0,95 para este fator de correção;
- **Tensões residuais de superfície (k_{rs}):** devido à falta de informação do corpo-de-prova utilizado para geração da curva S-N e da haste polida, será considerado o valor 1,0 para este fator de correção;
- **Fretagem (k_{fr}):** como não há efeitos de fretagem, o valor deste fator de correção é igual a 1,0;
- **Corrosão (k_{cr}):** devido às características do material da haste quanto à resistência a corrosão, o valor deste fator de correção é igual a 1,0;
- **Velocidades operacionais (k_{sp}):** como a haste polida trabalha em velocidades abaixo de 200 ciclos por minuto (cpm), segundo Collins (2012), este fator terá pouco impacto na resistência a fadiga. Desta forma, será arbitrado um valor de 0,95 para este fator de correção;
- **Confiabilidade da resistência (k_r):** segundo Soares (2010), as hastes polidas são compradas em lotes, de muitos fornecedores diferentes. Não possuindo boas condições de armazenamento, transporte e instalação. Desta forma, baseado na tabela 4, será arbitrado um valor de 99% de confiabilidade, o que representa um valor de 0,81 para este fator de correção;
- **Forma padrão de tensão-tempo (k_{tt}):** com o movimento de uma unidade de bombeio e com isso, o movimento da haste polida, descreve uma curva senoidal, aliado ao fato de que normalmente a resistência à fadiga não é grandemente afetada por este fator de correção, será considerado como 1,0 o valor do referido fator.

- **Tensão média não-nula (k_{tm}):** devido à falta de informação do corpo-de-prova utilizado para geração da curva S-N e da haste polida, será considerado o valor 1,0 para este fator de correção;
- **Dano acumulativo (k_a):** devido à falta de informações sobre o histórico de tensão imposta à haste polida, objeto do referido estudo. Será considerado, a não variação da amplitude de tensão alternada até o momento da falha. Desta forma, considera-se o valor deste fator de correção igual a 1,0.

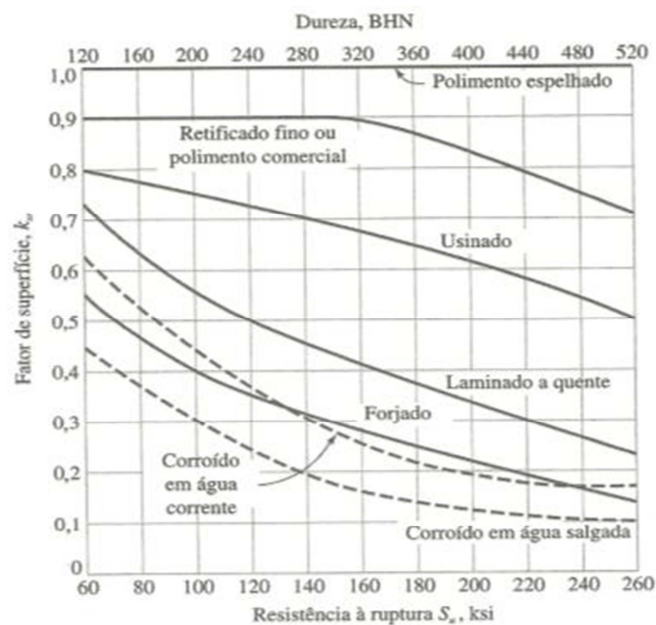


Figura 95 – Redução de resistência à fadiga devido ao acabamento superficial.
Fonte: Collins (2012).

TABELA 10 - FATORES DE CONFIABILIDADE DE RESISTÊNCIA COMO FUNÇÃO DO NÍVEL DE CONFIABILIDADE.

Confiabilidade R (por cento)	Fator de Confiabilidade de Resistência
90,000	0,90
95,000	0,87
99,000	0,81
99,900	0,75
99,995	0,69

Fonte: Collins (2006).

Conforme observação de campo é notada irregularidades na superfície interna do grampo que é colocada em contato com a haste polida. A deformação na haste polida na sua região de fixação, conforme mostrado na Figura 96 mostra um aperto excessivo imposto pelo grampo, desta forma provocando pontos de concentração de tensão.



Figura 96 - Haste polida deformada devido aperto excessivo imposto pelo grampo.

Conhecendo os valores dos diâmetros da haste polida sem deformação e com deformação, utilizando a Figura 97 e valores do coeficiente K_f informados na TABELA 11, pode-se determinar o valor de k_f .

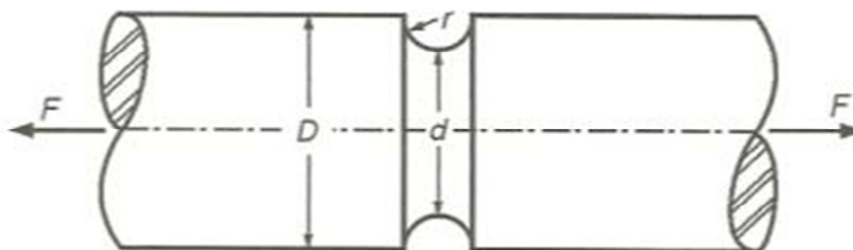


Figura 97 - Eixo com golas sob tração.
Fonte: Adaptado de Cunha (2005).

TABELA 11 – VALORES DO COEFICIENTE K_f EM EIXOS COM GOLAS SOB TRAÇÃO.

D/d	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,10	1,15	1,20
r/d								
0,02	2,00	2,30	2,60	2,87	3,14			
0,03	1,80	2,09	2,30	2,56	2,75	2,93		
0,04	1,70	1,94	2,13	2,36	2,52	2,70	2,90	3,05
0,05	1,62	1,85	2,00	2,23	2,36	2,52	2,67	2,80
0,06	1,56	1,76	1,90	2,11	2,24	2,37	2,52	2,62
0,07	1,52	1,70	1,83	2,01	2,15	2,26	2,39	2,47
0,08	1,47	1,66	1,77	1,94	2,06	2,17	2,28	2,36
0,09	1,44	1,62	1,73	1,87	1,98	2,09	2,20	2,26
0,10	1,42	1,58	1,68	1,82	1,92	2,02	2,12	2,17

Fonte: Adaptado de Cunha (2005).

Como já mencionado anteriormente, $D = 31,9$ mm e $d = 31,8$ mm. O valor de r pode ser obtido pela Equação 73. Desta forma, seu valor é 0,05 mm.

$$r = \frac{(D-d)}{2} \quad (90)$$

Temos que D/d é aproximadamente 1 e r/d é aproximadamente 0,00157. Desta forma, utilizando a TABELA 11, temos que K_f é aproximadamente 2,015. Como K_f é inversamente proporcional a k_f , temos que o valor do fator de concentração de tensões é aproximadamente 0,496.

Diante do exposto acima, com base na Equação 89, obtém-se o fator de redução de resistência à fadiga, sendo este aproximadamente 0,3445.

De posse do fator de redução de resistência à fadiga e com o intuito de analisar o comportamento do sistema proposto a situação real, foi realizada análise de fadiga para o mesmo utilizando SWS.

Para esta análise foram utilizadas as seguintes premissas:

- Carga máxima de 13.538,46 lbf;
- Carga mínima de 5.028,57 lbf;

- Comportamento senoidal da carga;
- Estimativa da curva S-N derivada da derivação do módulo elástico do material com base em curvas de aço austenítico ASME.

As análises estáticas do item anterior foram utilizadas como base para o desenvolvimento da análise de fadiga.

Na Figura 98, pode-se visualizar a plotagem do fator de dano cumulativo ou a vida consumida do equipamento. Observa-se que o maior valor determinado (0,103), está localizado próximo a parte inferior da região de fixação do modelo, ou seja, na base de instalação do grampo.

Na Figura 99, pode-se verificar o número de ciclos até a ocorrência do evento de falha. Este valor representa a interseção entre a curva S-N definida para o modelo e uma linha horizontal de tensão. Observa-se que, de forma similar ao fator de dano cumulativo, o menor número de ciclos até a ocorrência do evento de falha é $9,707 \times 10^5$ e localiza-se na base de instalação do grampo. Considerando um cpm de 7,5, indicado no poço objeto de estudo de Soares (2010), a análise de fadiga realizada indica um tempo entre falhas de aproximadamente 90 dias.

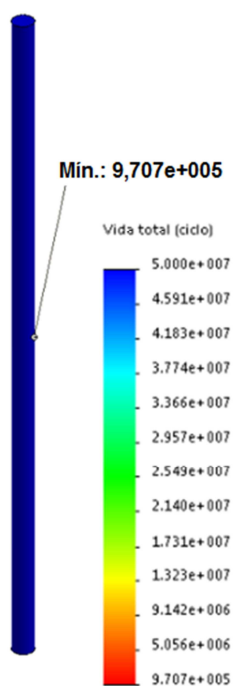


Figura 98 - Plotagem de fator de dano acumulado ou porcentagem de vida consumida para o modelo fixação da haste polida com grampo.

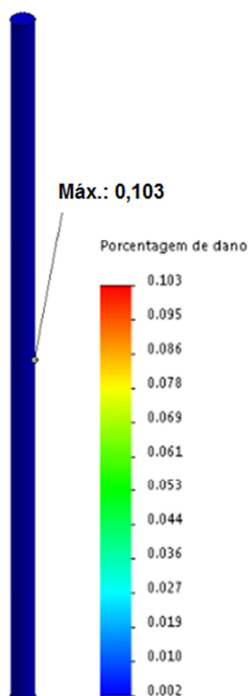


Figura 99 – Plotagem do tempo de vida à fadiga para o modelo fixação da haste polida com grampo.

6.3 CASO 3: ANÁLISES ESTÁTICAS E DE FADIGA DA PRCS

6.3.1 ANÁLISE ESTÁTICA DA BUCHA BIPARTIDA

Na Figura 100, apresenta a tensão máxima de aproximadamente 2.672 psi, 7,83% do limite de escoamento do material. Conforme indicado na Figura 101, o menor FOS encontrado no modelo foi de 12,67, indicando um modelo seguro e que não apresentará falha. Já na Figura 102 é mostrada a deformação equivalente, sendo observado um valor máximo de aproximadamente $7,5 \times 10^{-5}$, o que reporta uma deformação insignificante para a aplicação.

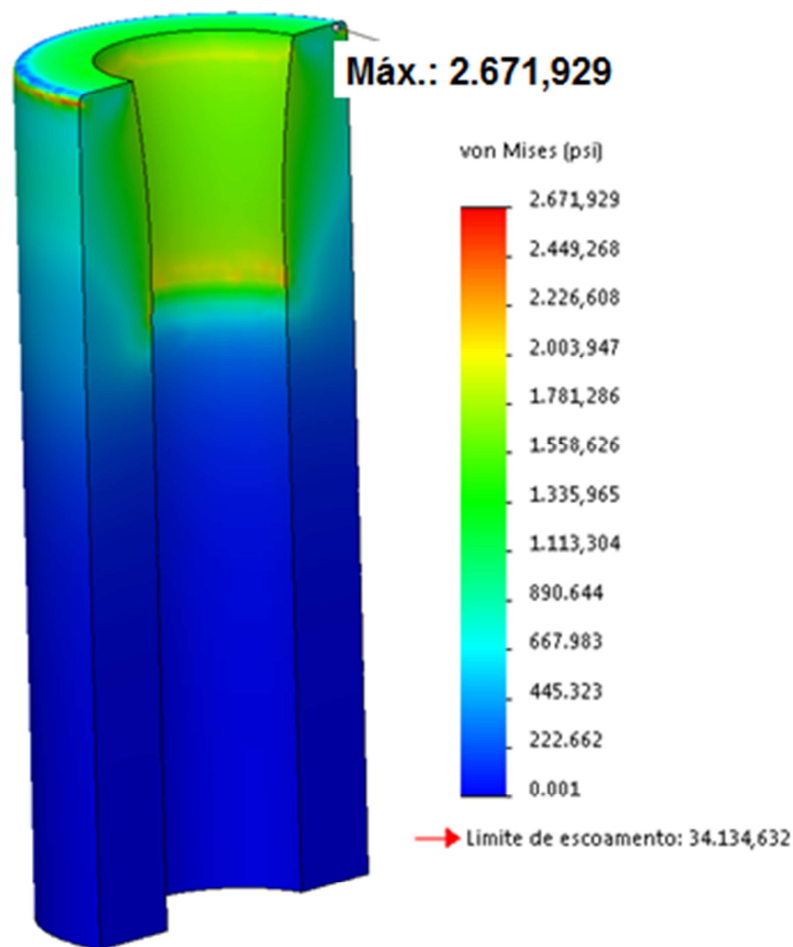


Figura 100 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo da bucha bipartida.

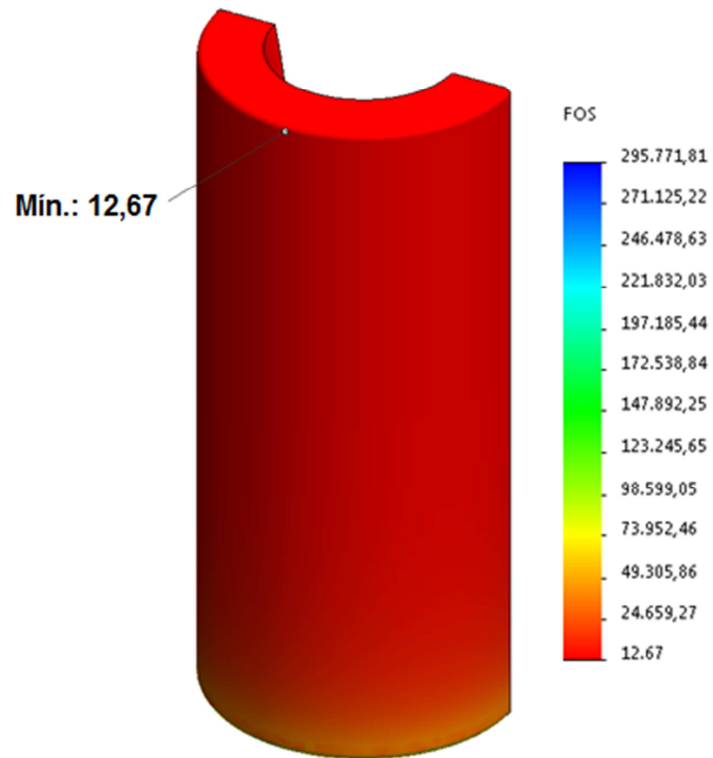


Figura 101 – Plotagem de fator de segurança para o modelo da bucha bipartida.

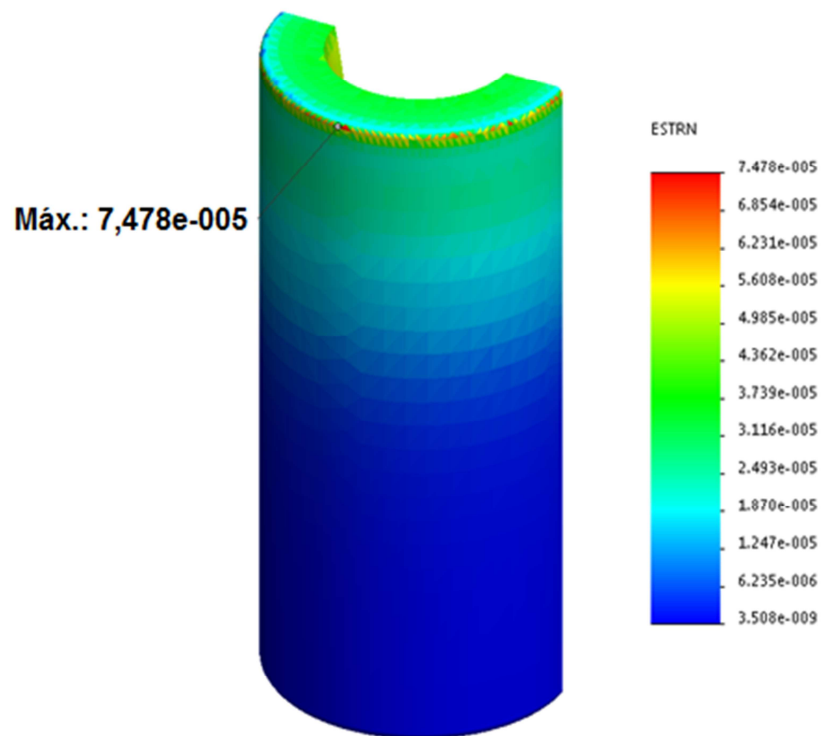


Figura 102 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo da bucha bipartida.

6.3.2 ANÁLISE ESTÁTICA DA LUVA

Na Figura 103, apresenta a tensão máxima de aproximadamente 8.316 psi, 24,36% do limite de escoamento do material. Conforme indicado na Figura 104, o menor FOS encontrado no modelo foi de 4,10, indicando um modelo seguro e que não apresentará falha. Já na Figura 105 é mostrada a deformação equivalente, sendo observado um valor máximo de aproximadamente $2,4 \times 10^{-4}$, o que reporta uma deformação insignificante para a aplicação.

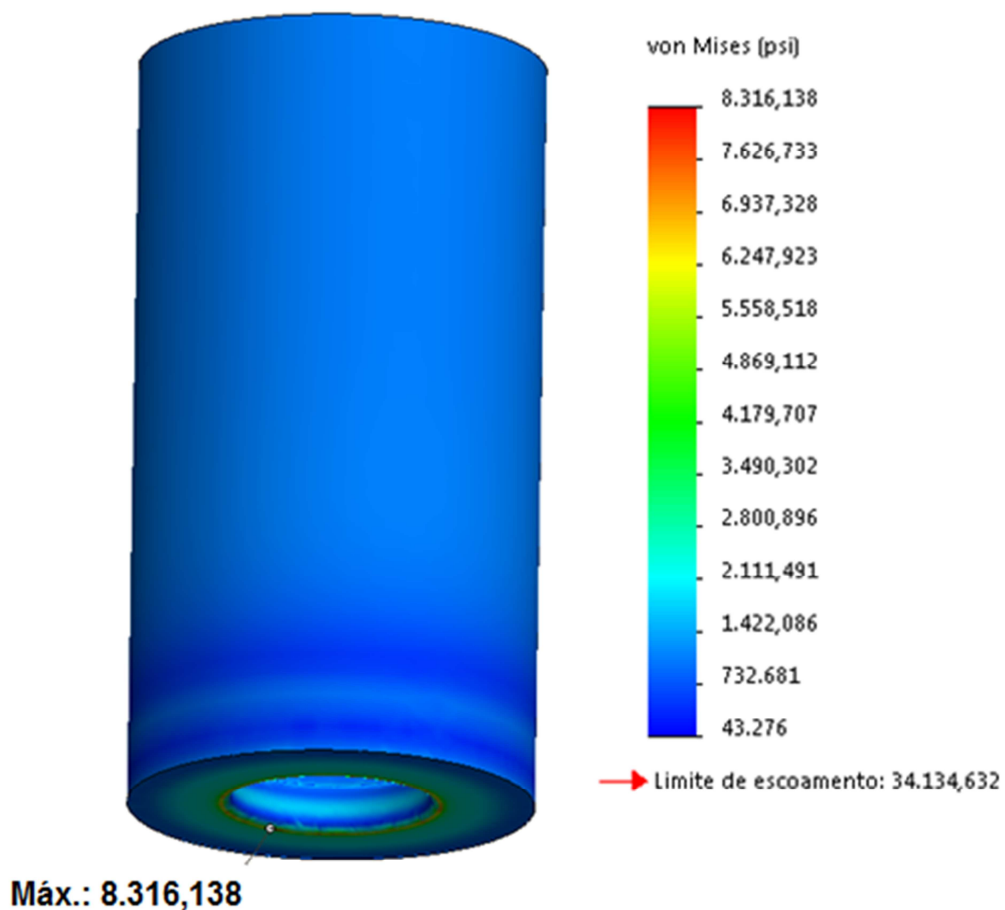


Figura 103 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo da luva.

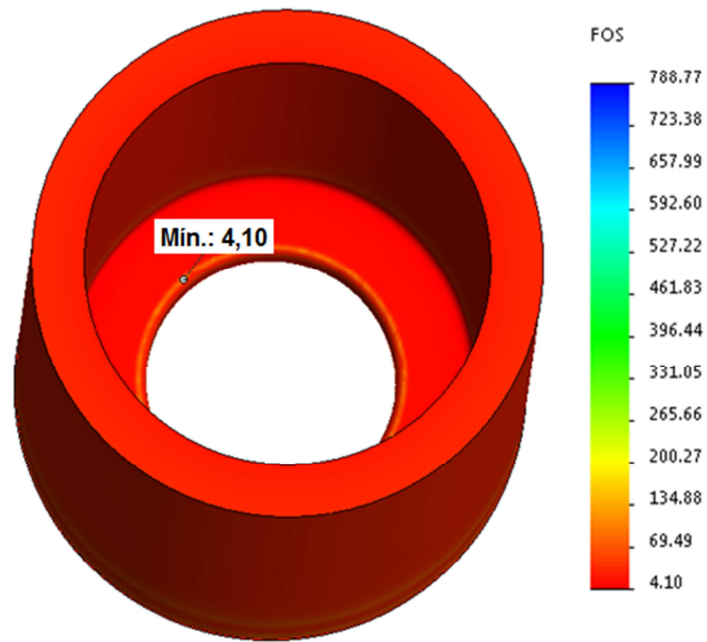


Figura 104 – Plotagem de fator de segurança para o modelo da bucha bipartida.

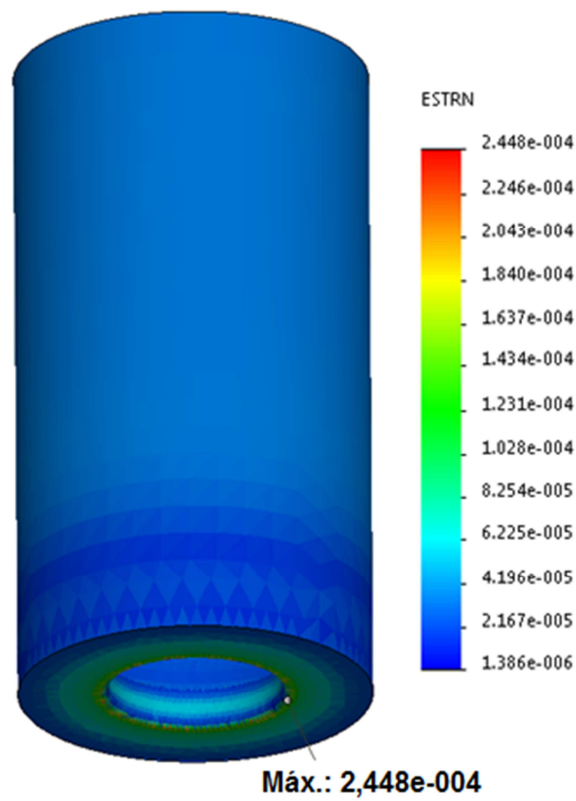


Figura 105 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo da bucha bipartida.

6.3.3 ANÁLISE ESTÁTICA DA HASTE POLIDA MODIFICA

Na Figura 106, apresenta a tensão máxima de aproximadamente 28.835 psi, 84,47% do limite de escoamento do material. Conforme indicado na Figura 107, o menor FOS encontrado no modelo foi de 1,18, indicando um modelo seguro e que não apresentará falha. Já na Figura 108 é mostrado a deformação equivalente, sendo observado um valor máxima de aproximadamente $8,11 \times 10^{-4}$, o que reporta uma deformação insignificante para a aplicação.

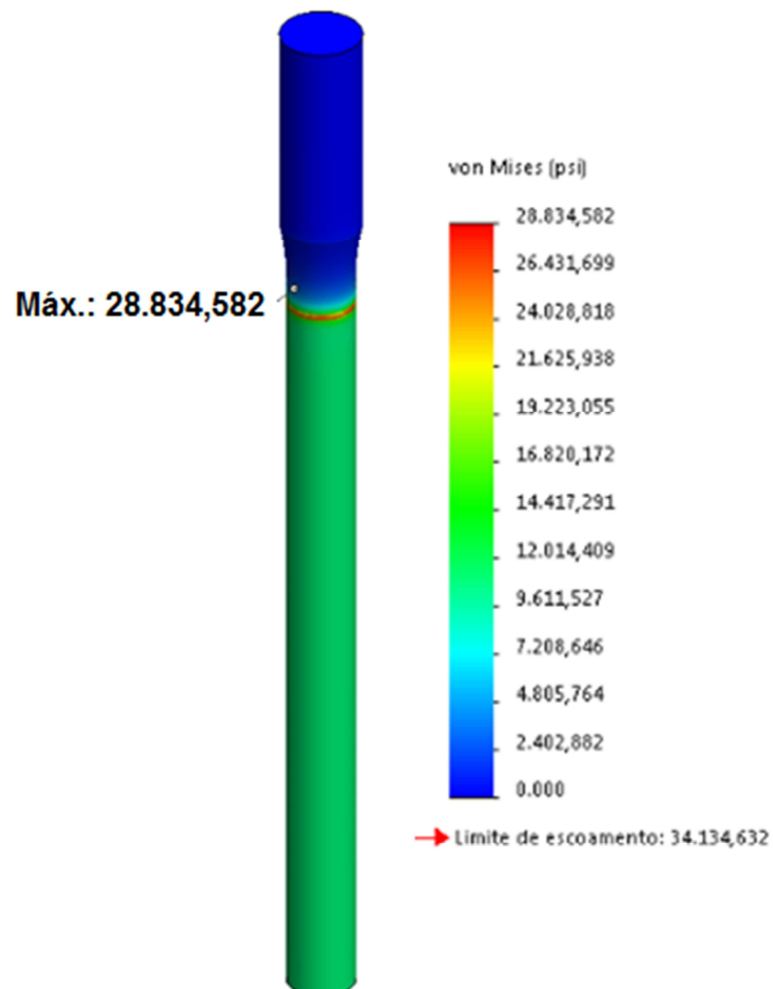


Figura 106 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo da luva.

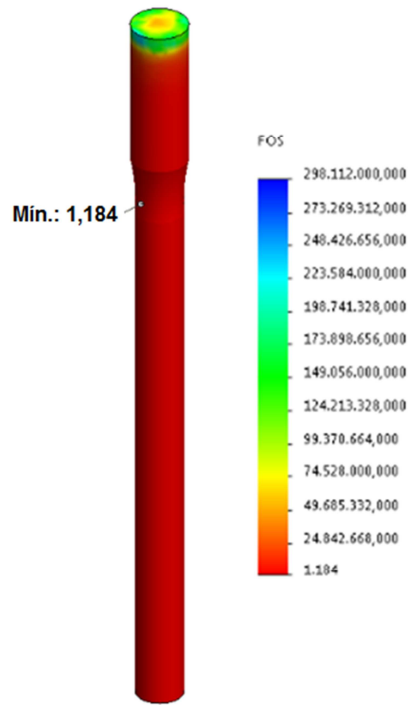


Figura 107 – Plotagem de fator de segurança para o modelo da bucha bipartida.

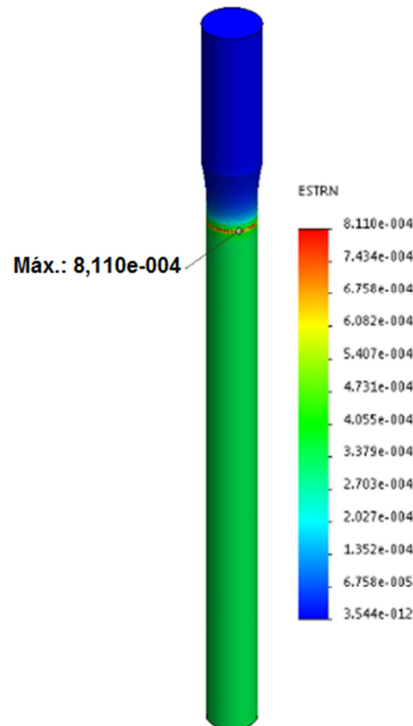


Figura 108 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo da bucha bipartida.

6.3.4 ANÁLISE ESTÁTICA DA MONTAGEM DA PRCS

Na Figura 109, apresenta a tensão máxima de aproximadamente 18.515 psi, 54,24% do limite de escoamento do material. Conforme indicado na Figura 110, o menor FOS encontrado no modelo foi de 1,844, indicando um modelo seguro e que não apresentará falha. Já na Figura 111 é mostrado a deformação equivalente, sendo observado um valor máxima de aproximadamente $5,475 \times 10^{-4}$, o que reporta uma deformação insignificante para a aplicação.

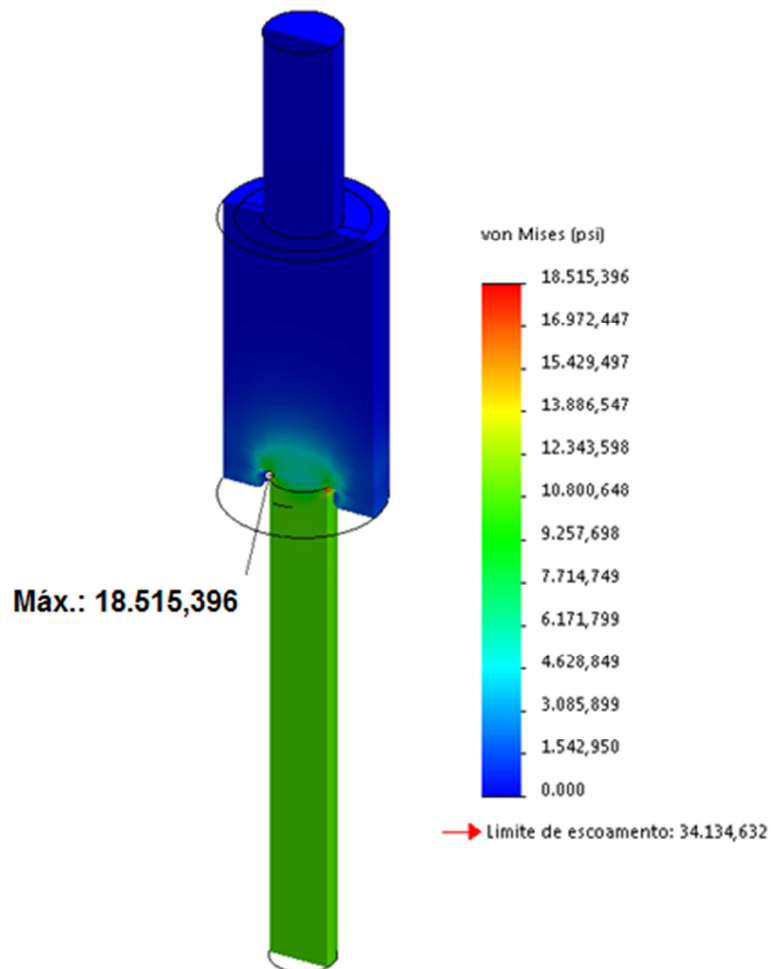


Figura 109 – Plotagem da tensão de von Mises para o modelo do sistema PRCS.

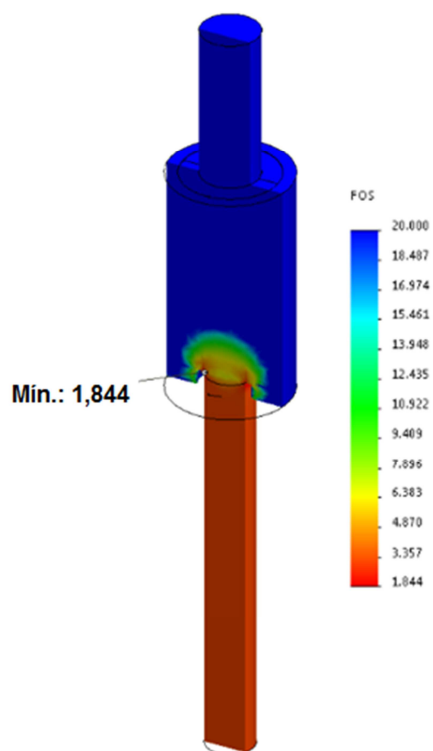


Figura 110 – Plotagem de fator de segurança para o modelo do sistema PRCS.

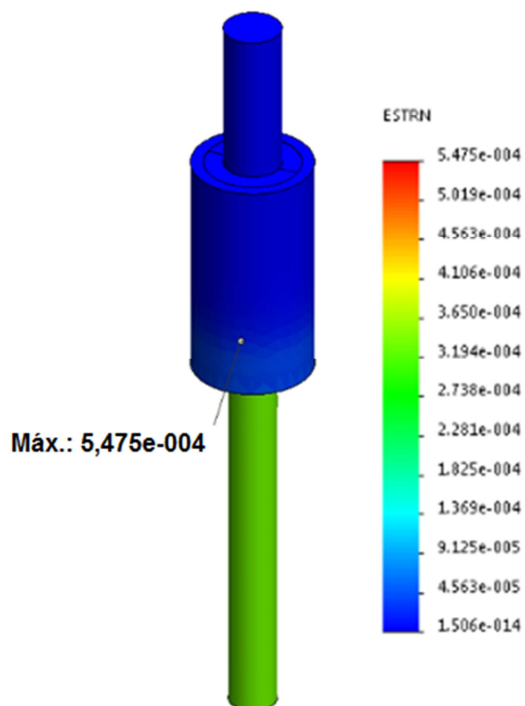


Figura 111 – Plotagem de deformação equivalente para o modelo do sistema PRCS.

6.3.5 ANÁLISE DE FADIGA DA PRCS

Com o intuito de analisar o comportamento do sistema proposto a situação real, foi realizada análise de fadiga para cada componente do sistema e para o sistema montado.

Para esta análise foram utilizadas as mesmas premissas adotadas para a análise de fadiga realizada para configuração haste polida fixada com grampo:

- Carga máxima de 13.538,46 lbf;
- Carga mínima de 5.028,57 lbf;
- Comportamento senoidal da carga;
- Estimativa da curva S-N derivada da derivação do módulo elástico do material com base em curvas de aço austenítico ASME.

Foram utilizadas as análises estáticas dos itens anteriores para servir de base para o desenvolvimento da análise de fadiga.

Para o fator de redução de resistência à fadiga, foi considerado que o sistema proposto está submetido às mesmas condições que a haste polida convencional, exceto pela introdução de concentração de tensão imposta pelo grampo à haste polida convencional (adotando neste caso, $k_f = 1$). Desta forma, conforme item 6.2.2, o fator de redução de resistência à fadiga será de aproximadamente 0,6945.

Na Figura 112, pode-se visualizar o número de ciclos até a ocorrência do evento de falha. O referido resultado indica uma vida infinita para todos os componentes do sistema PRCS, ou seja, cada componente do sistema suportaria 50 milhões de ciclos antes de uma possível falha, conforme sugerido por Hein Jr.(1993).

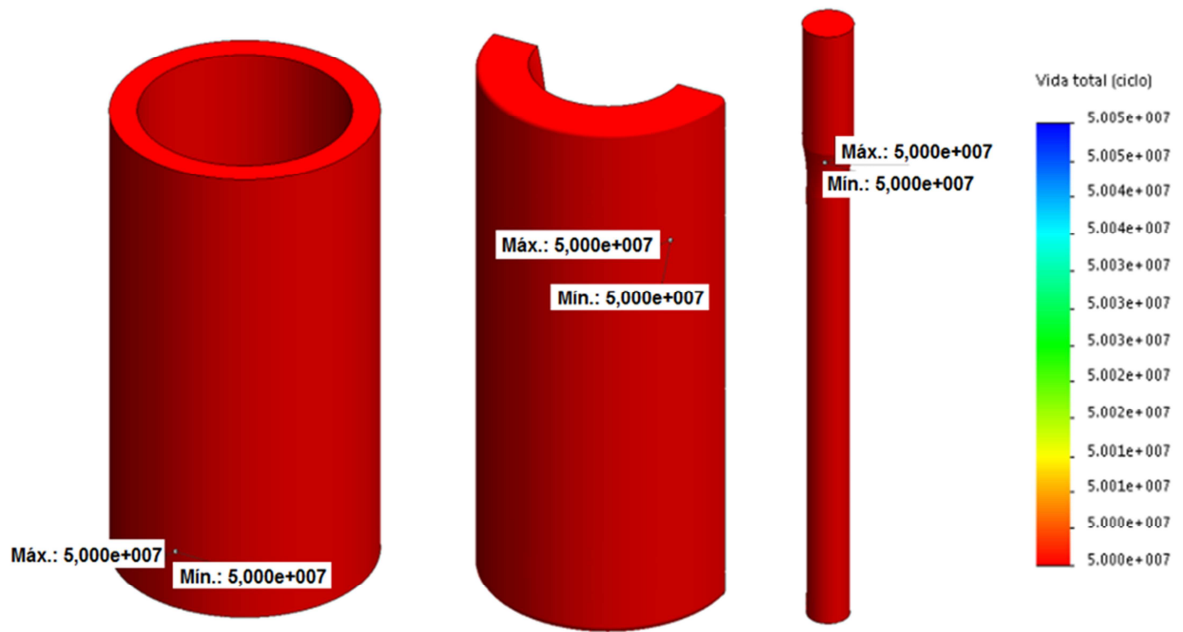


Figura 112 – Plotagem do tempo de vida à fadiga da bucha bipartida, luva e haste polida modificada.

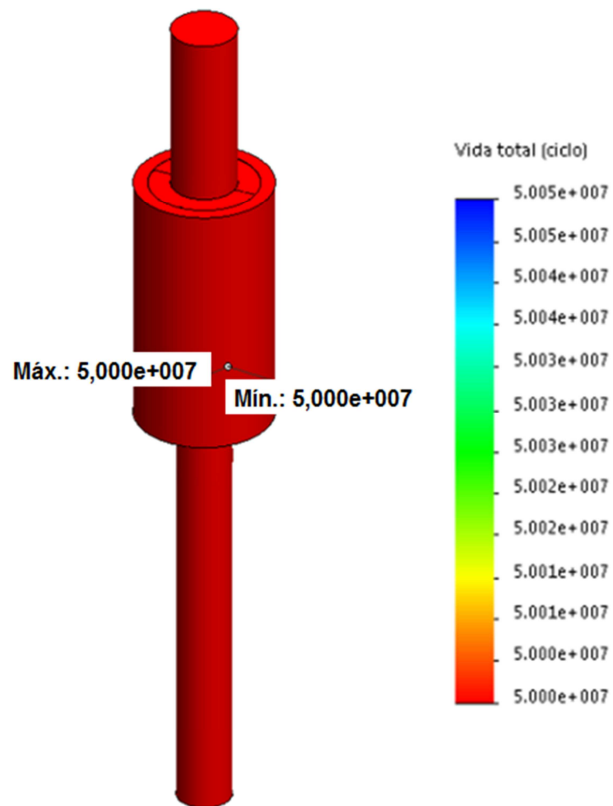


Figura 113 – Plotagem do tempo de vida à fadiga do modelo do sistema PRCS.

A fim de comparar o potencial da aplicação do sistema PRCS, foi realizada nova análise de fadiga, considerando que o sistema estaria sujeito ao mesmo fator de redução de resistência à fadiga do cenário de fixação da haste polida com grampo, ou seja, um fator de aproximadamente 0,3445, conforme indicado no item 6.2.2. Desta forma, pode-se visualizar na Figura 114 o número de ciclos até a ocorrência do evento de falha. Observa-se que a simulação continua indicando uma vida infinita para o sistema PRCS.

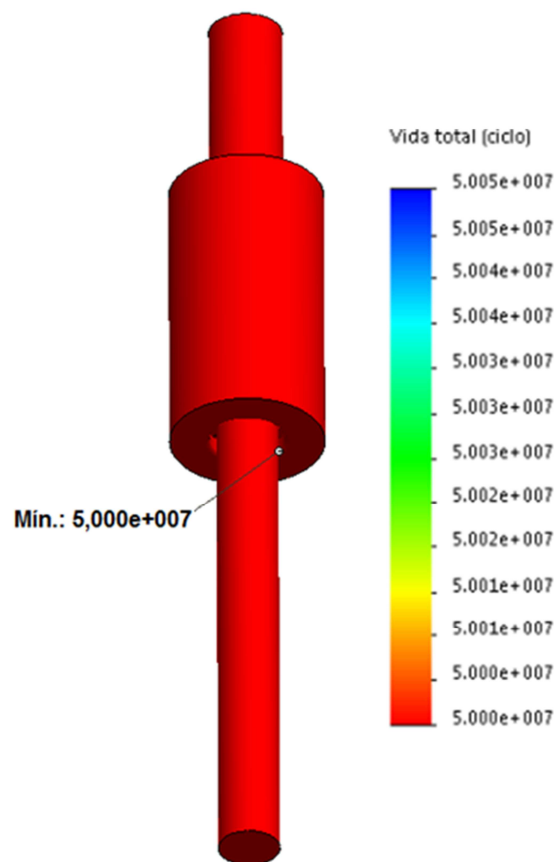


Figura 114 – Plotagem do tempo de vida à fadiga do modelo do sistema PRCS considerando o mesmo fator de redução de resistência à fadiga do cenário de utilização de grampo para fixação da haste polida.

Considerando um cpm de 7,5, indicado no poço objeto de estudo de Soares (2010), a análise de fadiga realizada indica o sistema PRCS alcançaria, no mínimo, um tempo entre falhas de aproximadamente 4.630 dias, ou seja, aumentaria a vida útil da haste polida para esta aplicação em aproximadamente 50 vezes.

7 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

7.1 CONCLUSÕES

Levando-se em consideração os resultados obtidos pelas simulações computacionais de esforços realizadas no presente trabalho, conclui-se que foi possível confirmar a fragilidade do sistema convencional de fixação por grampo da haste polida à UB. Os resultados demonstram que uma grande tensão cisalhante imposta à haste polida durante a instalação do grampo, que potencializa as falhas devido aos carregamentos cíclicos impostos ao sistema, sendo este o maior fator de redução de sua resistência à fadiga. Conclui-se que, para o cenário de fixação com grampo, a haste polida suportaria aproximadamente 2% do tempo indicado na literatura como razoável, isto é, 50 milhões de ciclos de tensão. Além disso, levando em consideração a experiência de campo do autor e os dados levantados no trabalho de Soares (2010), os resultados obtidos pela simulação indicam uma boa aproximação com os casos reais observado em campo.

Baseado nos impactos na produção, ambientais e na segurança, decorrentes da falha na haste polida, foi proposta uma nova forma de sua fixação à UB, contemplando a alteração da geometria de sua extremidade superior e o desenvolvimento de bucha bipartida e luva, como componentes do sistema de fixação. Decorrente dos resultados das simulações computacionais de esforços para essa proposta, conclui-se que é possível, teoricamente, o aumento do tempo entre falhas na haste polida com a alteração de sua formação de fixação. Os resultados indicam "tempo infinito" de limites de vida à fadiga, ou seja, superiores a 50 milhões de ciclos de tensão, mesmo considerando fatores de redução de resistência à fadiga iguais para os dois casos.

Como, na nova proposta de fixação, foi preservado o mesmo material da haste polida original e considerado esse mesmo material para os demais componentes do sistema de fixação (luva e bucha bipartida), as melhorias apresentadas, com a implementação da proposta, estão diretamente relacionadas com as formas

geométricas dos componentes do sistema (haste polida, bucha bipartida e luva). Conclui-se com isso, que qualquer que seja o material de formação da haste polida, se os componentes do sistema proposto forem constituídos do mesmo material, a nova proposta de fixação apresentará teoricamente, tempo maior entre falhas quando comparado com o sistema convencional de fixação baseado na utilização de grampo.

7.2 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A implementação do sistema proposto poderá ser associada à utilização de espaçadores, dispositivos comercialmente utilizados, visando flexibilidade no ajuste de espaço entre a válvula de pé e passeio, sendo instalados entre a mesa da UB e o sistema proposto. Esta associação não afetará o desempenho do sistema proposto, visto que não há uma possibilidade de inserção de concentrações de tensão com ela. Também, deverá ser observado o alinhamento da mesa da UB em relação à haste polida, evitando com isso, o desalinhamento do dispositivo e a aplicação de força de forma não homogênea.

Durante o desenvolvimento do presente trabalho, foi verificada uma grande dificuldade no levantamento de informações sobre as propriedades mecânicas da haste polida e algumas possibilidades de confirmação do potencial de ganho do sistema proposto. Com isso, são listadas algumas sugestões de trabalhos futuros:

- Determinação da curva de Wöhler, considerando o cenário de utilização de grampo para fixação da haste polida, através de ensaios laboratoriais de fadiga;
- Quantificação, em laboratório, dos fatores de redução de resistência à fadiga impostos a haste polida, com a utilização de fixação por grampo, bem como a interação entre eles;
- Análise de sensibilidade da vida à fadiga da haste polida, com utilização do grampo, com respeito à variação de diâmetro e de material da mesma;

- Determinação da curva de Wöhler, considerando o cenário de utilização da nova metodologia de fixação proposta neste trabalho, através de ensaios laboratoriais de fadiga;
- Quantificação, em laboratório, dos fatores de redução de resistência à fadiga impostos a haste polida, com a utilização da nova metodologia de fixação proposta neste trabalho, bem como a interação entre eles;
- Desenvolvimento de um protótipo da nova metodologia de fixação proposta neste trabalho;
- Quantificação em laboratório dos fatores de redução de resistência à fadiga impostos a haste polida, adotando a nova metodologia de fixação;
- Teste de campo da nova metodologia;
- Análise de sensibilidade da vida à fadiga da haste polida, com utilização da nova proposta, com respeito à variação de diâmetro e de material da mesma.

De posse das informações obtidas durante a elaboração do presente trabalho, aliadas ao potencial de trabalho futuros acima listados, verifica-se um grande potencial de ganho com o desenvolvimento da nova metodologia de fixação da haste polida à UB.

8 REFERÊNCIAS

AHI, A. J. F. **Análise de Fadiga em Pontes Rodoviárias de Concreto Armado**. 2009. 154 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

AKIN, J. E. **Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks**. New Jersey: World Scientific, 2009. 313 p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **Specification for Sucker Rods, Polished Rods and Liners, Couplings, Sinkers Bars, Polished Rod Clamps, Stuffing Boxes, and Pumping Tees: API SPECIFICATION 11B**, 27 ed. Washington: American Petroleum Institute, 2010. 106p.

ANES, V. M. R. **Efeito da Sequência de Cargas Axial e de Torção na Previsão de Vida em Fadiga Multiaxial**. 2009. 98 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, 2009.

ANGELO, L. **Effects of Polished Rod Clamps on Polished Rod Fatigue Life**. SouthWestern Petroleum Short Course, Houston, n.1, p.37, 1995. Disponível em: <www.rmenergy.com/Portals/0/pdfs/fatigue.pdf>. Acesso em: 1 abr. 2014.

ATKINSON, O. C. **A Program to Reduce Sucker-rod Failures: West Kansas Operations**. Spring Meeting of the Mid-Continent District, Wichita, n.1, p.64-67, 1960.

AZEVEDO, A. F. M. **Método dos Elementos Finitos**. ed. 1. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2006. 258 p.

BALASTRERO JUNIOR, J. O. **Modelagem e Otimização de Componentes Mecânicos em Sistemas CAD 3D com o Emprego de Geometrias Paramétricas**. 2010. 111 f. Dissertação (Mestrado em Automação) – Programa de Pós-Graduação do Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Taubaté, Taubaté.

BAPTISTA, L. A.; GOMEZ, C. I.; BALZAN, N. E. **Substantial Decrease in Subsurface Equipment Failures in a Mature Field in Western Venezuela**. SPE - Society of Petroleum Engineers, Houston, n.132776, 2010.

BEER, F. P.; JOHNSTON JR, E. R.; DEWOLF, J. T. **Resistência dos Materiais: Mecânica dos Materiais**. 4. ed. São Paulo: AMGH Editora Ltda, 2010. 774p.

BERVIAN, P. A.; CERVO, A. L.; SILVA, R. **Metodologia científica**. 6. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2007. 176p.

BEZERRA, B. S. L. **Estudo para prevenção de falhas de hastes de bombeio de petróleo através de aplicação de revestimento NiCr**. 2007. 147 f. Dissertação

(Mestrado em Ciência em Engenharia de Processos) - Universidade Tiradentes, Aracajú, 2007.

BOTTING, T. **SOLIDWORKS Simulation: Aspect Ratio**. GoEngineer. Disponível em: <www.goengineer.com/libraries/simulation/?open_video=5465#prettyPhoto>. Acesso em: 15 ago. 2014.

BUDYNAS, R. G.; MISCHKE, C. R.; SHIGLEY, J. E. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960p.

CALLISTER JR., W. D.; RETHWISCH, D. G. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012. 844p.

CHENG, S.; DEY, T. K.; SHEWCHUK, J. R. **Delaunay Mesh Generation**. Boca Raton: CRC Press, 2012. 375p.

COLLINS, J. A. **Projeto mecânico de elementos de máquinas: uma perspectiva de prevenção de falha**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 760p.

COOK, R. D. **Finite Element Modeling of Stress Analysis**. s.l.: John Wiley & sons, 1995. 330 p.

_____; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. ed. 3. Madison: John Wiley & sons, 1989. 650 p.

CRECI FILHO, G. **Geração de Malha Tridimensional para o Método dos Elementos de Contorno**. 2004. 138 f. Dissertação (Mestrado em Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico) – Programa de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.

CUNHA, L. B. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: LTC, 2005. 350p.

DYER, R.; ZHANG, H.; MÖLLER, T. **Veronoi-Delaunay Duality and Delaunay Meshes**. Symp.Solid and Physical Modeling, Beijing, p. 415-420, 2007.

EID, N. M. A. **Sucker Rods Failure Mechanisms: Methods of Avoiding Them**. SPE - Society of Petroleum Engineers, Houston, n.9639, 1981.

FIGUEIREDO, A. M. G. **Caracterização da Fadiga Mecânica de Baixo Ciclo em Ligas Superelástica de NiTi**. 2006. 235 f. Tese (Doutorado em Engenharia Metalúrgica e de Minas) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica e de Minas, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

GARCIA, A.; SANTOS, C. A.; SPIM, J. A. **Ensaio dos materiais**. Rio de Janeiro: LTC, 2000. 247p.

GERE, J. M. **Mecânica dos Materiais**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003. 689p.

GOMES, C. E. S. **Análise de Fadiga em Ciclones de FCC Utilizando Modelo de Casca**. 2010. 120 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

GONÇALVES, C. A. **Fadiga Multiaxial Policíclica: Modelagem e Simulação**. 2006. 88 f. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília.

GREEN, J. **Polished Rod Failure Prevention**. 7th Annual Sucker Rod Pumping Workshop, Oklahoma, n.1, p.21, 2011.

HASHIN, Z.; ROTEM, A. A Cumulative Damage Theory of Fatigue Failure. **Materials Science and Engineering**, Netherlands, vol. 34, p. 147-160, 1978.

HE, B.; WANG, S.; GAO, F. Failure analysis of an automobile damper spring tower. **Engineering Failure Analysis**, s. l., vol. 17, p. 498-505, 2010. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630709002350>>. Acesso em: 10 mai. 2014.

HEIN JR., N. W.; HERMANSON, D. E. **A New Look at Sucker Rod Fatigue Life**. SPE - Society of Petroleum Engineers, Houston, n.26558, p.439-450, 1993.

_____; EGGERT, D. **Steel Sucker Rod Fatigue Testing: Update on Phase I**. 8th Annual Sucker Rod Pumping Workshop, Oklahoma, n.1, p.19, 2012. Disponível em: < http://www.alrdc.com/workshops/2012_2012SuckerRod/Private/PDF%20Files/1-1%20---%20Presentation%20%20---%20Norris%20---%20Steel%20Sucker%20Rod%20Fatigue%20Testing%20-%20An%20Undate.pdf >. Acesso em: 11 abr. 2014.

HEINZE, L. R.; GE, Z.; RAHMAN, M. M. **Sucker-Rod-Pumping Failures in the Permian Basin**. SPE - Society of Petroleum Engineers, Houston, n.56661, 1999.

HENDRICKS, C. T.; STEVENS, R. D. **Root Cause Failure Analysis is Essential for Failure**. A Special Report from Alberta Oil Tool, Edmonton, n.1, p.3-16, 2001. Disponível em: <http://www.albertaoiltool.com/pdf/Rod_Failure.pdf>. Acesso em: 7 ago. 2013.

HENRIQUES, A. M. D. **Bancada de Ensaios Mecânicos à Fadiga de Cabos Condutores de Energia**. 2006. 182 f. Tese (Doutorado em Estruturas e Construção Civil) – Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília.

HERMANSON, D. E. **Sucker Rods**. Society of Petroleum Engineers, s.l, n.1, p.14, 1987.PEH Chapter 9

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 5. ed. São Paulo: Prentice Hall, 2004. 688p.

KOCABICAK, U.; FIRAT, M. Numerical analysis of wheel cornering fatigue tests. **Engineering Failure Analysis**, s. l., vol. 8, p. 339-354, 2001. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630700000315>>. Acesso em: 10 mai. 2014.

LOPES, A. G. **Comportamento Mecânico da Fratura de Material Compósito Empregado na Aviação**. 2012. 152 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro.

LOURO, J. M. S. M. **Avaliação do Dano Acumulado Gerado por Sequências de Carregamentos Biaxiais na Vida à Fadiga no Aço 42CrMo4**. 2010. 101 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa.

LYONS, W. **Standard handbook of petroleum and natural gas engineering**. Houston: Gulf Professional Publishing, vol. 2, 1996. 1090p.

MASCIA, N. T. **Teoria das Tensões**. 59 f. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

MACHADO, L. G. P. **Malhas Adaptativas em Domínios Definidos por Fronteiras Curvas**. 2008. 91 f. Dissertação (Mestrado em Ciências de Computação e Matemática Computacional) – Instituto de Ciência Matemáticas e de Computação, Universidade São Paulo, São Carlos, 2008.

MAGALHAES, R. R.; FONTES, C. H. O.; MELO, S. A. B. V. **Estimativa de Vida em Fadiga em Componentes de Geometria Simples Sujeitos à Aplicação de Carregamento Estático Usando o Método de Elementos de Contorno**. VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande, 2010. 10 p.

MASCIA, N. T. **Teoria das Tensões**. Campinas: Universidade Estadual de Campinas – Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo – Departamento de Estruturas, 2006.

MELCONIAN, S. **Mecânica Técnica e Resistência dos Materiais**. 17. ed. Coimbra: Érica, 367p.

MILLIOLI, V. S. **Avaliação da Potencialidade da Utilização de Surfactantes na Biorremediação de Solo Contaminado com Hidrocarbonetos de Petróleo**. 2009. 200 f. Tese (Doutorado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

MOISÉS, G. V. L.; ANDRADE, S. F. A. **Sucker-Rod Pumping Failures Diagnostic System**. SPE - Society of Petroleum Engineers, Houston, n.134975, 2010.

MORGADO, T. L. M.; BRANCO, C. M.; INFANTE, V. Previsão de Vida à Fadiga dos Engates (Rabetas) dos Vagões de Transporte de Carvão. **Revista da Associação Portuguesa de Análise Experimental de Tensões**, Coimbra, v. 14, p. 1-9, 2007.

NASCIMENTO, J. M. A. **Simulador Computacional para Poços de Petróleo com Método de Elevação Artificial por Bombeio Mecânico**. 2005. 114f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2005.

NOGUEIRA, E. A. S. **Simulação Computacional da Deformação Superficial Induzida em Corpos-de-prova para Ensaio de Fadiga em Ferro Fundido Austemperado**. 2011. 102 f. Dissertação (Mestrado em Ciência e Engenharia dos Materiais) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Metalúrgica e de Minas, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

NOVOTNY, A. A.; FANCELLO, E. A. **Um Refinamento h, p e hp Adaptativo na Análise de Flexão de Placas Semi-espessas**. Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería, v. 14, p. 25-48, 1998.

ORDOÑEZ, B. **Proposta de Controle de Operação de Poços com Bombeio Mecânico Através da Pressão de Fundo**. 2008. 106 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Automação e Sistemas) – Curso de Pós-graduação em Engenharia de Automação e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

ORTIGOSA, A. S. P. **Metodologia para a Análise Estrutural Estática e Dinâmica de Ventiladores Centrífugo: Emprego de Métodos Analíticos e Numéricos**. 2012. 163 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

PALMA, E. S.; PETRACCONI, C. L.; FERREIRA, S. E. Fatigue behavior analysis of a rear tow hook pin of a passenger vehicle. **Engineering Failure Analysis**, s.l., vol. 16, p. 2408-2416, 2009. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630709000806>>. Acesso em: 10 mai. 2014.

PINTO, M. A. V.; MARCHI, C. H. **Efeito da Razão de Aspecto de Malha sobre o Tempo de CPU para a Equação de Laplace 2D Resolvida com o Método Multigrid**. XXVII Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering, Belém, 2006.14p.

RAOUFI, C. **Finite Element Analysis of Parts with SolidWorks Simulation**. 5. ed. Canada: CyraEngineering Services Inc., 2013. 428p.

RIBEIRO, D. C. **Modelagem e Simulação do Escoamento de Sistemas Multifásicos em Reatores Agitados Mecanicamente**. 206f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

RIBEIRO, F. L. B. **Introdução ao Método dos Elementos Finitos**: Notas de Aula. 93f. Universidade Federal Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2004.

ROSA, E. **Análise de Resistência Mecânica: Mecânica da Fratura e Fadiga**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002. 407p.

SHENGLI OILFIELD SHENGJI PETROLEUM EQUIPMENT CO. **Polished rod clamp.** 2013. Disponível em: <<http://www.sjpec.com/pid14417078/Polished+rod+clamp.htm>> Acesso em: 31 out. 2013.

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. 145 f. Dissertação (Mestrado em Integridade de Materiais da Engenharia) – Departamento de Integridade de Materiais da Engenharia da Faculdade do Gama, Universidade de Brasília, Brasília.

SANDS, R. **Polished Rod Failure Prevention.** Harbison-Fischer Manufacturing Company. 2011. 4 f. Disponível em: <http://www.alrdc.com/workshops/2011_2011SuckerRod/abstracts/Abstract%20---%20Harbison-Fischer%20---%20Polish%20Rod%20Failure%20Prevention.doc> Acesso em: 11 abr. 2014.

SILVA, E. P. **Elementos Finitos como Ferramenta Auxiliar na Análise Estrutural Estática de uma Colhedora de Café do Tipo Automotriz.** 144f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2013.

SILVA, V. D. **Mecânica e resistência dos materiais.** 3. ed. Coimbra: Zuari - Edição de livros técnicos, 2004. 504p.

SANTOS, J. B. **Modelagem Matemática do Dano em Fadiga do Aço 4140 Utilizando o Método de Elementos Finitos.** 2011. 103 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica, Belo Horizonte, 2011.

SILVA, E. P. **Elementos Finitos como Ferramenta Auxiliar na Análise Estrutural Estática de uma Colhedora de Café do Tipo Automotriz.** 2013. 144 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade de Lavras, Lavras, 2013.

SOARES, C. S. **Validação Estrutural de um Protótipo Motor-in-Wheel para Veículos Elétricos.** 2013. 106 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2013.

SOARES, L. G. V. **Estudo de Falha em Haste Polida de Bombeio Mecânico em um Poço Produtor de Petróleo.** 2010. 71 f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2010.

SOLIDWORKS CORPORATION. **Help do SolidWorks 2014.** S.l.: SolidWorks Corporation, 2014.

SOLIDWORKS CORPORATION. **SolidWorks Flow Simulation 2012 Tutorial.** s.l.: SolidWorks Corporation, 2012. 258p.

_____. **Uma introdução a aplicação de análise de tensão com o SolidWorksSimulation:** Guia do Aluno. s.l.: SolidWorks Corporation, 2010. 46 p.

_____. **Modelamento Avançado de Peças**. Concord: SolidWorks Corporation, 2007. 366p.

_____. **Princípios Básicos do SolidWorks: Peças e Montagens**. Concord: SolidWorks Corporation, 2007. 482p.

SORIANO, H. L. **Método de elementos finitos em análises de estruturas**. Vol. 48. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2003. 580p.

SOUZA, S. A. **Ensaio mecânicos de materiais metálicos: fundamentos teóricos e práticos**. 5. ed. São Paulo: EdgardBlücher, 2004. 304p.

STEFFEN, J. R. **Analysis of Machine Elements Using SolidWorks Simulation 2013**. Mission: SDC Publicatinos, 2013. 390 p.

TAKÁCS, G. **Sucker-rod pumping manual**. Tulsa: PennWell Books, 2002. 421p.

TELLES, P. C. S. **Tubulações Industriais**. 10. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001. 253p.

THOMAS et al. **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**. Rio de Janeiro: Interciência, 2001. 277p.

TRIVEDI, A. **Na Adaptive Mesh Refinement Technique for Dynamics of Solids**. 2007. 155 f. Tese (Doctor of Philosophy in Structural Engineering) - Universidade da California, San Diego.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS **Introdução ao Método dos Elementos Fintios**: Nota de Aula. Campinas, 1997. 8p.

VLACK, L. H. V. **Princípios de Ciência dos Materiais**. São Paulo: Edgard Blücher, 2000. 223p.

XAVIER, F. G. **Avaliação da Vida em Fadiga de um Novo Modelo de Terminal Conector para Dutos Flexíveis**. 2009. 179 f. Tese (Doutorado em Ciência e Tecnologia dos Materiais) – Programa de Pós-graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.