

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE UNIÕES PARAFUSADAS  
- ESTUDO DE CASO -

Éverton Pizzio  
Engenheiro Mecânico

Porto Alegre, 2005

AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE UNIÕES PARAFUSADAS  
- ESTUDO DE CASO -

Éverton Pizzio  
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Projeto e Fabricação Industrial

Orientador: Prof. Dr. Vilson João Batista

Co-Orientador: MSc. Sandro Griza

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. José Antônio Esmerio Mazzaferro – PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Eduardo André Perondi – PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Afonso Reguly – PPGEMM/UFRGS

Prof. Dr. Flávio José Lorini  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 2005.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar aos meus pais, por terem me apoiado em todos os momentos de minha vida.

Ao Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF / UFRGS), onde tive a oportunidade e infra-estrutura para a realização deste trabalho, em especial ao Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker e ao aluno de graduação de Engenharia Mecânica Yonathan Reboh, por todo incentivo para elaboração deste trabalho.

Ao MSc. Engenheiro Sandro Griza, pela sua dedicação, orientação e amizade, que foram fundamentais no decorrer de todas as etapas formuladas neste trabalho.

Ao Engenheiro Giuseppe Fennochio / Petroquímica Triunfo, pela sua disponibilidade de recursos e tempo para o desenvolvimento das inúmeras tarefas desempenhadas no ambiente industrial.

Ao Gerson Antonio Borba / Petroquímica Triunfo, pela sua dedicação em oferecer seu conhecimento para elaboração deste trabalho.

Ao Itamar Adalberto Wietzke / Petroquímica Triunfo, por sua disponibilidade em oferecer material e equipamentos para a elaboração deste trabalho.

Ao CDTec – Casa de Desenvolvimento Tecnológico, onde foram realizados todos os ensaios laboratoriais deste trabalho, em especial ao Engenheiro Fabiano Mattei por toda a ajuda nos testes.

## RESUMO

Parafusos utilizados para fixação de partes submetidos a carregamentos cíclicos, inerentemente estão sujeitos à falhas por fadiga. O presente trabalho está apoiado no estudo do conjunto carcaça/corrediça de um compressor fixado por parafusos prisioneiros - ISO M24x3. Os prisioneiros que fixam o flange da corrediça falham prematuramente por fadiga. Assim, este trabalho tem como objetivos desenvolver uma metodologia para otimizar o desempenho em fadiga do conjunto parafusado.

Numa primeira fase foram realizados ensaios em parafusos de mesmas dimensões, porém de classes e processos de fabricação diferentes, para poder-se avaliar o melhor processo de fabricação no desempenho em fadiga. Observou-se que o processo de laminação da rosca seguido de tratamento térmico é o mais adequado para o caso em estudo.

Em uma etapa seguinte, instrumentaram-se os prisioneiros utilizando *strain gauges* com os componentes em condições de serviço, para avaliar a deformação dos parafusos desde a aplicação do torque de aperto durante a montagem e acionamento do compressor até a operação em sua carga máxima. Observou-se que, apesar dos parafusos estarem submetidos à cargas dentro do regime de segurança, apresentam dispersão da pré-carga e baixa protensão de aperto.

Posteriormente, foram realizados outros ensaios em laboratório com dispositivos projetados especialmente para reconstruir o flange do compressor em estudo. O dispositivo procurou traçar as características dimensionais e materiais semelhantes do conjunto carcaça/corrediça.

Tem-se como conclusão principal deste trabalho, que na configuração atual de união do flange com a carcaça, resulta num baixo índice de aperto que é verificado através das cargas máximas que são transferidas diretamente ao parafuso. Por fim, verificou-se que aumentando o comprimento do parafuso através da inserção de uma bucha extensora, aumenta a vida em fadiga dos componentes de união.

## ABSTRACT

Mechanical fasteners subjected to cyclic loads are always susceptible to fatigue failure. The present work is based on a case study of ended stud bolts - ISO M24x3 used in a crankshaft housing/guide way system. The bolts joining the guide way flange to the housing use to fail prematurely. Thus, this study is aimed to develop a method to improve the bolts fatigue resistance.

First of all the influence of manufacturing process on fatigue resistance was tested, using similar sized bolts produced with different techniques. The rolled thread bolts thermally treated has shown the most suitable choice.

The second step consisted in measuring the bolt deformation with strain gauges during all assembly steps from the assembling torque up to operating at maximum load. Results have shown that although the bolts were operating under a safe stress regime a scatter in the pre-load and low pre-stress tightening were measured.

The further step was carrying out laboratory fatigue tests with a special device designed to reproduce the machine joint. The device was built with the same material, thicknesses willing to reproduce the real stiffness state of the members.

It is had as main conclusion of this work, that the current configuration of union of the flange with the housing, all the tests have shown that the pre-stress tightening is low resulting in the bolt being submitted to higher load fraction. It is possible to conclude that increasing the bolts length and using spacer steel bushing results in an improvement in fatigue life.

## ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>3</b>
2.1	O PARAFUSO	3
2.2	MÉTODOS DE APERTO DE UNIÕES PARAFUSADAS	6
2.2.1	<i>Controle do Torque de Aperto</i>	6
2.2.2	<i>Controle do Ângulo de Aperto</i>	7
2.2.3	<i>Controle do Aperto ao Escoamento</i>	7
2.2.4	<i>Método do Estiramento do Parafuso</i>	8
2.2.5	<i>Controle do Aperto pelo Calor</i>	8
2.3	FALHAS TÍPICAS EM UNIÕES PARAFUSADAS	9
2.3.1	<i>Falha do Parafuso por Fornecer uma Força de Aperto Insuficiente</i>	9
2.3.2	<i>Sobrecarga em Parafusos</i>	9
2.3.3	<i>Falha por Fadiga em Parafusos</i>	10
2.3.4	<i>Falha Devido ao Espanamento da Rosca</i>	11
2.4	ESFORÇOS EM PARAFUSOS – A IMPORTÂNCIA DA PRÉ-CARGA	12
2.4.1	<i>Diagramas de União</i>	12
2.4.2	<i>Variação da Pré-carga</i>	16
2.5	ESFORÇOS NA UNIÃO	17
2.5.1	<i>Força de Aperto – A Pré-Carga</i>	18
2.5.2	<i>Forças na União Devido à Carga Externa</i>	18
2.5.3	<i>Relação do Torque com a Pré-Carga</i>	23
2.5.4	<i>Relação do Comprimento do Parafuso com a Resistência Mecânica</i>	27
2.5.5	<i>Forças na União Devido a Cargas Dinâmicas</i>	32
2.6	REUSO DE PARAFUSOS DE ELEVADA RESISTÊNCIA	37
2.7	MELHORAMENTOS SOB O PONTO DE VISTA DE FADIGA ÀS CONEXÕES	39
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b>	<b>44</b>
3.1	CONDIÇÃO INDUSTRIAL	45
3.1.1	<i>Análise de Falha do Componente em Serviço</i>	45
3.1.2	<i>Análise dos Esforços do Parafuso em Serviço</i>	45
3.2	ENSAIOS EM LABORATÓRIO	49
3.2.1	<i>Avaliação do Processo de Fabricação na Vida em Fadiga dos Parafusos</i>	49
3.2.1.1	Parâmetros de Teste	50
3.2.1.2	Identificação das Amostras	51
3.2.2	<i>Avaliação do Torque de Aperto na Vida em Fadiga da União</i>	51
3.2.2.1	O Dispositivo	52
3.2.2.2	Metodologia	58
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>60</b>
4.1	CONDIÇÃO INDUSTRIAL	60
4.1.1	<i>Análise de Falha do Componente em Serviço</i>	60
4.1.2	<i>Análise dos Esforços do Parafuso em Serviço</i>	65
4.2	ENSAIOS EM LABORATÓRIO	71
4.2.1	<i>Avaliação do Processo de Fabricação na Vida em Fadiga dos Parafusos</i>	71
4.2.2	<i>Caracterização Mecânico-metalúrgica dos Parafusos</i>	72
4.2.3	<i>Avaliação do Torque de Aperto na Vida em Fadiga da União</i>	74
4.2.3.1	Torque Aplicado 400Nm	74
4.2.3.2	Torque Aplicado 710Nm	77
4.2.3.2.1	Avaliação da Vida em Fadiga dos Prisoneiros Longos	80

4.2.3.2.2	Avaliação da Vida em Fadiga dos Prisoneiros Curtos .....	83
4.2.3.3	Quadro Geral dos Resultados .....	86
4.2.3.4	Superfícies de Fratura dos Parafusos .....	88
<b>5</b>	<b>DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....</b>	<b>93</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>99</b>
<b>7</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>100</b>
<b>8</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>101</b>
<b>9</b>	<b>APÊNDICE I - OTIMIZAÇÃO DO DISPOSITIVO .....</b>	<b>103</b>

## ÍNDICE DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

$A_t$	Área da secção resistente do parafuso	[mm <sup>2</sup> ]
$A_d$	Área do maior diâmetro do parafuso	[mm <sup>2</sup> ]
C	Constante de rigidez	
d	Diâmetro nominal ou maior do parafuso	[mm]
$d_c$	Diâmetro da face da porca	[mm]
$d_i$	Diâmetro da raiz considerando a tolerância de ajuste	[mm]
$d_m$	Diâmetro médio do parafuso	[mm]
$d_r$	Diâmetro menor ou da raiz do parafuso	[mm]
D	Diâmetro menor do cone de rigidez	[mm]
$D_1$	Diâmetro maior do cone de rigidez	[mm]
E	Módulo de elasticidade	[MPa]
ERE	Extensômetro de resistência elétrica	
F	Força	[N]
$F_b$	Força no parafuso	[N]
$F_i$	Pré-carga em parafuso	[N]
$F_j$	Força de um ou outro parafuso ou membros	[N]
$F_m$	Força nos membros	[N]
h	Espessura do membro	[mm]
H	Altura do filete do parafuso	[mm]
l	Comprimento efetivo do cone de rigidez	[mm]
L	Avanço do parafuso	[mm]
$l_d$	Comprimento da região sem filetes de rosca	[mm]
$l_t$	Comprimento da região com filetes de rosca	[mm]
K	Coeficiente de torque	[0,208]



$K_b$	Rigidez do parafuso [MN/mm]
$K_f$	Fator de redução de resistência à fadiga
$K^*_f$	Fator de redução de resistência à fadiga completo
$K_i$	Constante de pré-carga [0,75 à 1,0]
$K_j$	Rigidez de um ou outro parafuso ou membros [N/mm]
$K_m$	Rigidez do membro [MN/mm]
$K_t$	Fator concentração de tensão
$p$	Passo do parafuso [mm]
$P$	Carga externa na união parafusada [N]
$q$	Sensibilidade ao entalhe
$r$	Raio da raiz do filete de rosca [mm]
$S_p$	Resistência de prova [MPa]
$S_{ut}$	Limite de resistência [MPa]
$S_y$	Tensão de escoamento [MPa]
$t$	Espessura do membro [mm]
$t_p$	Espessura da porca [mm]
$t_2$	Espessura do membro [mm]
$T$	Torque de aperto [Nm]
$\alpha$	Ângulo do cone de rigidez [graus]
$\sigma$	Tensão [MPa]
$\sigma_0$	Tensão nominal [MPa]
$\sigma_a$	Amplitude de tensão no parafuso [MPa]
$\sigma_i$	Protensão de aperto [MPa]
$\sigma_m$	Amplitude de tensão nos membros [MPa]
$\sigma_{max}$	Tensão máxima [MPa]
$\sigma_{min}$	Tensão mínima [MPa]

$\varepsilon$	Deformação [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ]
$\delta_j$	Deslocamento de ou outro parafuso ou membro [mm]
$\mu$	Coeficiente de atrito dos filetes
$\mu_c$	Coeficiente de atrito entre cabeça/porca e membros

## ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.1- Pré-compressor de cinco estágios identificando o modo de fixação do flange à carcaça através de parafusos prisioneiros.</i>	2
<i>Figura 2.1- Tipos de parafusos. (a) Parafuso e porca. (b) Parafuso com porca prisioneira (c) Parafuso prisioneiro.</i>	3
<i>Figura 2.2- Padronização da nomenclatura das dimensões de parafusos.</i>	4
<i>Figura 2.3- Representação conforme sistema métrico das dimensões da rosca externa.</i>	5
<i>Figura 2.4- Representação da construção de diagramas de união.</i>	13
<i>Figura 2.5- Diagrama de união de juntas aparafusadas.</i>	13
<i>Figura 2.6- Diagrama de união representando a força aplicada à junção.</i>	14
<i>Figura 2.7- Diagrama de união representando a rigidez do parafuso relativo à junção.</i>	15
<i>Figura 2.8 - Diagrama de união representando o escoamento do parafuso.</i>	15
<i>Figura 2.9 - Diagrama de união representando a separação da junção.</i>	16
<i>Figura 2.10 - Diagrama de união representando a variação da pré-carga.</i>	17
<i>Figura 2.11 - Representação do cone de rigidez de uniões aparafusadas.</i>	20
<i>Figura 2.12- À esquerda, rigidez do parafuso versus carga externa; à direita, rigidez do membro versus carga externa (razão de espessura do membro 20/20, aço). Lehnoff (1996).</i>	21
<i>Figura 2.13- À esquerda, rigidez do parafuso versus carga externa; à direita, rigidez do membro versus carga externa (razão de espessura do membro 12/20, aço). Lehnoff (1996).</i>	22
<i>Figura 2.14- Parafusos e porcas nas condições “como recebido”: relação da pré-carga com o torque aplicado. Morgan e Henshall (1996).</i>	25
<i>Figura 2.15 - Parafusos e porcas nas condições desengraxado (aplicações 1-3) e lubrificadas (aplicações 4-6): relação da pré-carga com o torque aplicado. Morgan e Henshall (1996).</i>	25
<i>Figura 2.16 - Limites para coeficientes de atrito para as condições de “como recebido” e desengraxado. Morgan e Henshall (1996).</i>	26
<i>Figura 2.17 - Parafuso ASTM A325 7/8 polegadas de diâmetro apresentando a conservação da resistência à tração com e sem torque aplicado. Kulak et al (1987).</i>	27
<i>Figura 2.18 - Parafuso ASTM A490 7/8 polegadas de diâmetro apresentando a conservação da resistência à tração com e sem torque aplicado. Kulak et al (1987).</i>	27
<i>Figura 2.19 - Efeito do comprimento do parafuso na resistência à tração. Kulak et al (1987).</i>	28
<i>Figura 2.20 - Efeito do comprimento da porção roscada na capacidade de rotação de parafusos A325. Kulak et al (1987).</i>	30
<i>Figura 2.21 - Influência da dureza e comprimento da porção roscada em parafusos curtos A325. Kulak et al (1987).</i>	31
<i>Figura 2.22 - Curva carga versus alongação para parafusos curtos A490. Kulak et al (1987).</i>	32
<i>Figura 2.23 - Círculo de Mohr apresentando a relaxação da tensão após o torque ser cessado. Juvinal e Robert (1991).</i>	33
<i>Figura 2.24 - Gráfico da sensibilidade ao entalhe para aços. Dragoni (1997).</i>	34
<i>Figura 2.25 - Valores de <math>K_f^*</math> para parafusos classe 8.8. Dragoni (1997).</i>	35
<i>Figura 2.26 - Curvas S-N de parafusos ISO. À esquerda, parafusos de passo grosso, e à direita de passo fino. Habibi et al (2003).</i>	35
<i>Figura 2.27 - Repetidas instalações de parafusos A325. Kulak et al (1987).</i>	38
<i>Figura 2.28- Repetidas instalações de parafusos A490. Kulak et al (1987).</i>	39
<i>Figura 2.29 - Representação da distribuição de carga nos filetes de rosca.</i>	40
<i>Figura 2.30 - Modificação do projeto da porca para melhorar a distribuição de cargas nos filetes. Juvinal e Robert (1991).</i>	41
<i>Figura 2.31 - Modificações no projeto do parafuso para melhor absorção de energia. Juvinal e Robert (1991).</i>	42
<i>Figura 3.1- Diagrama representando a metodologia proposta para o estudo do trabalho.</i>	45

<i>Figura 3.2- Ilustração do conjunto carcaça/corrediça do pré-compressor representando a numeração escolhida para identificação dos parafusos.</i>	46
<i>Figura 3.3- Detalhe da instrumentação dos parafusos. Os extensômetros foram colados na haste dos prisioneiros, logo abaixo da região dos filetes.</i>	47
<i>Figura 3.4- Sistema de medição utilizado.</i>	48
<i>Figura 3.5- Desenho esquemático mostrando o posicionamento dos strain gauges nos parafusos 2 e 16.</i>	49
<i>Figura 3.6- Esquema de montagem do dispositivo para ensaio de fadiga.</i>	50
<i>Figura 3.7- Dimensões dos parafusos selecionados para os ensaios de fadiga.</i>	52
<i>Figura 3.8- Ilustração do dispositivo suporte para ensaio de fadiga no atuador de 250kN.</i>	54
<i>Figura 3.9- Dimensões do dispositivo suporte para ensaio de fadiga.</i>	54
<i>Figura 3.10- Ilustração do dispositivo base onde é inserido o prisioneiro com as devidas dimensões para o atuador de 250kN.</i>	55
<i>Figura 3.11- Ilustração da bucha de ferro fundido com detalhe das dimensões e aberturas para instrumentação dos prisioneiros.</i>	56
<i>Figura 3.12- Ilustração da montagem do dispositivo para ensaio de fadiga no atuador de 250kN.</i>	56
<i>Figura 3.13- Ilustração da adaptação do dispositivo base para o atuador de 1000kN.</i>	57
<i>Figura 3.14- Ilustração da montagem do conjunto utilizado para ensaio de fadiga nos prisioneiros com o atuador de 1000kN.</i>	58
<i>Figura 3.15- Ilustração esquemática da posição dos extensômetros quando aplicado o torque em bancada e a direção de aplicação do toque.</i>	60
<i>Figura 4.1- Macrografia mostrando a superfície de fratura do parafuso prisioneiro.</i>	61
<i>Figura 4.2- Macrografias mostrando trincas originadas de escamas junto ao fundo dos filetes.</i>	61
<i>Figura 4.3- Microestrutura do parafuso formada por perlita e ferrita. A seta indica a região de fratura.</i>	62
<i>Figura 4.4- Aspecto geral de uma peça original recebida.</i>	63
<i>Figura 4.5- Imagem mostrando a superfície de fratura do parafuso tirante. A seta indica o início da falha.</i>	63
<i>Figura 4.6- Micrografia mostrando a microestrutura da amostra formada por martensita revenida.</i>	64
<i>Figura 4.7- Micrografia mostrando fundo de filete obtido por laminação.</i>	64
<i>Figura 4.8- Micrografia mostrando trinca na crista do filete, com diferentes aumentos.</i>	64
<i>Figura 4.9- Tensões durante o torque nos parafusos 2, 7, 15 e 16. Os degraus referem-se ao repouso momentâneo comum no procedimento manual de aplicação do torque.</i>	65
<i>Figura 4.10- Tensões durante o torque no parafuso 16.</i>	66
<i>Figura 4.11- Tensões durante o torque no parafuso 2.</i>	66
<i>Figura 4.12- Tensões durante a partida da planta nos parafusos 16 e 2.</i>	67
<i>Figura 4.13- Tensões típicas no parafuso 2 com o compressor em funcionamento.</i>	68
<i>Figura 4.14- Tensões típicas no parafuso 15 com o compressor em funcionamento.</i>	68
<i>Figura 4.15- Tensões típicas no parafuso 16 com o compressor em funcionamento.</i>	69
<i>Figura 4.16- Quadro geral das solicitações típicas no parafuso 16_ extensômetro A.</i>	69
<i>Figura 4.17- Quadro geral das solicitações típicas no parafuso 16_ extensômetro B.</i>	70
<i>Figura 4.18- Quadro geral das solicitações típicas no parafuso 2_ extensômetro C.</i>	70
<i>Figura 4.19- Gráfico mostrando o desempenho dos parafusos na seqüência de ruptura.</i>	72
<i>Figura 4.20- Micrografia típica de um dos prisioneiros mostrando fundo de filete obtido por laminação.</i>	73
<i>Figura 4.21- Micrografia típica de um dos prisioneiros mostrando a microestrutura da amostra formada por martensita revenida.</i>	74
<i>Figura 4.22- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro <b>Curto 01</b>. Freqüência: 9Hz; Carga: 150kN.</i>	74

<i>Figura 4.23- Gráfico ilustrando a protensão de aperto do prisioneiro Curto 02. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.</i>	75
<i>Figura 4.24- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo 01. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.</i>	75
<i>Figura 4.25- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo 02. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN; Torque: 550Nm.</i>	76
<i>Figura 4.26- Gráfico ilustrando a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo.</i>	77
<i>Figura 4.27- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Curto 03. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.</i>	78
<i>Figura 4.28- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo 03. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.</i>	78
<i>Figura 4.29- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo 04. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.</i>	79
<i>Figura 4.30- Gráfico ilustrando a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo.</i>	79
<i>Figura 4.31 - Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo 05. Frequência: 10Hz; Carga: 200kN.</i>	80
<i>Figura 4.32- Gráfico ilustrando a protensão de aperto do prisioneiro Longo 06. Frequência: 7Hz; Carga: 190kN.</i>	81
<i>Figura 4.33- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo 08. Frequência: 5Hz; Carga: 240kN.</i>	81
<i>Figura 4.34- Gráfico ilustrando as tensões em três pontos distantes aproximadamente 120° entre si da amostra Longo 07. Frequência: 4Hz; Carga: 240kN.</i>	82
<i>Figura 4.35- Gráfico ilustrando a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo para os parafusos longos.</i>	82
<i>Figura 4.36- Gráfico ilustrando a protensão de aperto do prisioneiro Curto 04. Frequência: 10Hz; Carga: 200kN.</i>	83
<i>Figura 4.37- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Curto 05. Frequência: 10Hz; Carga: 175kN.</i>	84
<i>Figura 4.38- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Curto 07. Frequência: 4Hz; Carga: 240kN.</i>	84
<i>Figura 4.39- Gráfico ilustrando a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo para os parafusos curtos.</i>	85
<i>Figura 4.40- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Curto 06. Frequência: 10Hz; Carga: 200 kN; Torque: 800Nm.</i>	86
<i>Figura 4.41- Curva de Wöhler apresentando os resultados referentes aos prisioneiros curtos e longos com torque aplicado de 710Nm.</i>	87
<i>Figura 4.42- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 01 e Longo 01, ambos com carga externa aplicada de 150kN e torque 400Nm.</i>	88
<i>Figura 4.43- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 04 e Longo 05, ambos com carga externa aplicada de 200kN e torque 710Nm.</i>	88
<i>Figura 4.44- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 07e Longo 07, ambos com carga externa aplicada de 240kN e torque 710Nm.</i>	89
<i>Figura 4.45- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 08 e Longo 10, ambos com carga externa aplicada de 220kN e torque 710Nm.</i>	89
<i>Figura 4.46- Fractografia da fratura dos parafuso Curto 09 e, com carga externa aplicada de 280kN e torque 710Nm.</i>	90
<i>Figura 4.47- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 10 (23536 ciclos) e Longo 11 (724543 ciclos), ambos com carga externa aplicada de 260kN e torque 710Nm.</i>	90

<i>Figura 4.48- Fratura do prisioneiro Longo 03 no terceiro filete junto com o dispositivo. Carga 150kN e torque aplicado de 710Nm.</i>	90
<i>Figura 4.49- Região de ruptura final dos parafusos analisados em MEV apresentou coalescimento de microcavidades.</i>	91
<i>Figura 4.50- Região de propagação da fratura apresentando estrias de fadiga.</i>	92
<i>Figura 5.1- Gráfico apresentando a influência de adequadas protensões de aperto na diminuição da amplitude de tensão sustentado pelo parafuso. Carga externa aplicada de 150kN, exceto para as amostras identificadas na figura.</i>	96
<i>Figura 5.2- Gráficos que correlacionam as diversas linhas de Wöhler para as montagens com placas de aço (a) e para as montagens com placas de alumínio (b). Griza (2000).</i>	97
<i>Figura 9.1- Falha ocorrida no dispositivo base na região de menor secção resistente.</i>	103
<i>Figura 9.2- Representação do rebaixo do dispositivo base realizado na segunda otimização.</i>	1033
<i>Figura 9.3- Otimização final do dispositivo base para o ensaio de fadiga no atuador de 250kN.</i>	

## ÍNDICE DE TABELAS

<i>Tabela 1- Rotação da porca a partir da condição de aperto confortável.</i>	29
<i>Tabela 2- Identificação das amostras testadas.</i>	51
<i>Tabela 3- Composição química (% em peso).</i>	61
<i>Tabela 4- Composição química (% em peso).</i>	63
<i>Tabela 5- Resultados dos ensaios de tração e dureza de um lote de prisioneiros rosca laminada.</i>	72
<i>Tabela 6- Composição química (% em peso).</i>	73
<i>Tabela 7- Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos e longos com 400 Nm de torque aplicado.</i>	77
<i>Tabela 8- Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos e longos com 710Nm de torque aplicado e 150kN de carga máxima aplicada.</i>	80
<i>Tabela 9- Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros longos com 710Nm de torque aplicado.</i>	83
<i>Tabela 10- Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos com 710Nm de torque aplicado.</i>	85
<i>Tabela 11- Resultado referente aos ensaios de fadiga com torque aplicado de 710Nm que entraram na curva de Wöhler.</i>	87

## 1 INTRODUÇÃO

As uniões de partes através de parafusos talvez seja o método mais eficaz de fixação quando desmontagens são previstas. Os parafusos, além desta versatilidade, também facilitam a reposição quando ocorrência de falhas em serviço. Por outro lado, a falha de um único parafuso pode levar ao colapso de toda a estrutura ou máquina.

As especificações técnicas para parafusos consideram o elemento isoladamente, traçando cartas com limites de suas propriedades, geralmente sob o ponto de vista estático. A literatura também apresenta o estudo de juntas parafusadas sob carregamentos estáticos de forma bem consolidada. Já quanto à fadiga, poucos estudos indicam boas conclusões. O estudo de uniões parafusadas está longe de ser simples. Elas não são facilmente analisadas e frequentemente os engenheiros têm que fazer muitas hipóteses para avaliar se uma união é capaz de sustentar as forças aplicadas à ela.

Um dos maiores problemas encontrado é a complexidade da geometria dos filetes da rosca e grande concentração de tensão na raiz. Além disso, as uniões parafusadas sujeitas à carregamentos dinâmicos têm uma tendência ao afrouxamento. Geralmente o problema de afrouxamento está mais ligado a pré-cargas insuficientes do que forças externas excessivas. A questão de pré-cargas inadequadas está associada ao método de aperto usado somado às condições de atrito prevalentes. Todas estas variáveis estão inseridas no contexto do estudo de uma união parafusada e estimulam o desenvolvimento do presente trabalho.

O estudo de caso apresentado neste trabalho, relata uma abordagem prática de um problema de falhas prematuras por fadiga encontrado na indústria petroquímica. A indústria utiliza um pré-compressor para gás no processamento de polimerização do polietileno. O pré-compressor tem cinco estágios de compressão até enviar o gás a um hiper-compressor, também de cinco estágios, com 160MPa de pressão no final do ciclo. Cada estágio de compressão ocorre em câmaras que estão sustentadas por uma corrediça fixada através de um flange parafusado à estrutura (carcaça) a qual trabalha o conjunto biela/manivela. O flange é fixado à carcaça com parafusos prisioneiros, em virtude de facilitar a montagem em manutenções. O primeiro estágio do pré-compressor é o estágio crítico, onde ocorrem as maiores freqüência de falha nos prisioneiros. Este estágio apresenta uma pressão de sucção e descarga de 3,75 e 10,2MPa, respectivamente. O flange é conectado através de 16 parafusos prisioneiros M24x3 classe 8.8. Segundo engenheiros de manutenção da indústria, as falhas ocorrem nos quatro parafusos



posicionados da parte superior do flange e nos quatro inferiores. Nos parafusos laterais não há frequência de falhas.

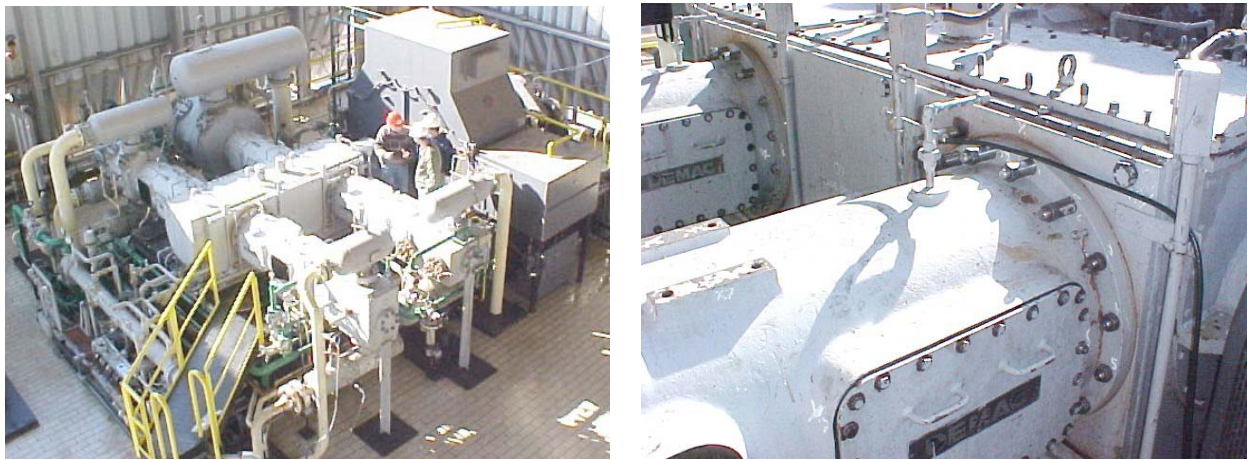


Figura 1.1- Pré-compressor de cinco estágios identificando o modo de fixação do flange à carcaça através de parafusos prisioneiros.

Após a constatação de prematuras falhas por fadiga, engenheiros de manutenção entraram em contato com o fabricante do compressor que sugeriu aumentar o comprimento do parafuso. Para tal, uma bucha extensora foi projetada. Apenas os quatro parafusos superiores e quatro inferiores utilizaram a referida bucha. Devido a uma câmara estar posicionada lateralmente à corredeira, o espaço físico não proporcionou condições para aumentar o comprimento dos parafusos laterais (Figura 1.1). Após as modificações, continuou-se verificando falhas.

O presente trabalho desenvolve uma metodologia para otimização do desempenho em serviço dos elementos de fixação do conjunto carcaça/corredeira do estudo de caso analisado. Para tanto, algumas etapas foram avaliadas ao longo do trabalho onde foram sugeridas alternativas para melhorias do ponto de vista de fadiga das conexões. Desenvolveu-se dispositivos para ensaios em laboratório visando a sua instrumentação, bem como dos prisioneiros em serviço.

Enfim, apresentar-se-á a influência do torque de aperto em relação ao comprimento dos parafusos sob carregamentos cíclicos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 O Parafuso

Entre as diferentes classes de fixadores temos o parafuso, o qual apresenta as subcategorias parafuso e porca, parafuso com porca prisioneira e parafuso prisioneiro. Na maioria dos casos, os parafusos passam através de um furo das partes a serem unidas e são conectados com uma porca, figura 2.1(a). A norma brasileira ABNT PB-50 (1) especifica os diâmetros dos furos de passagem dos parafusos. O tipo do parafuso vai depender das características de montagem da junção. Quando fazemos rosca em um dos elementos a serem unidos temos o parafuso com porca prisioneira, sendo este utilizado quando não há desmontagens freqüentes da junta. O parafuso prisioneiro tem rosca em ambas as extremidades, onde um dos lados fica na maioria das vezes permanente na estrutura, daí o termo prisioneiro, figura 2.1(c).

O tipo de cabeça vai depender das ferramentas disponíveis e principalmente do espaço útil disponível no conjunto a ser unido.

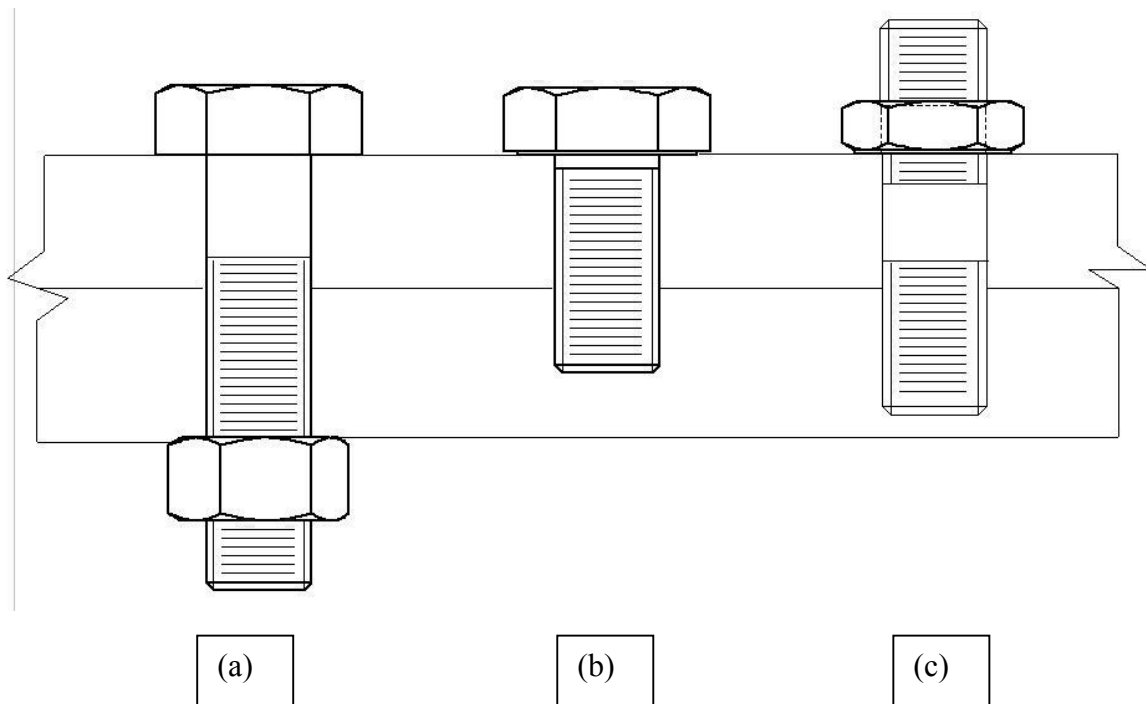


Figura 2.1- Tipos de parafusos. (a) Parafuso e porca. (b) Parafuso com porca prisioneira (c) Parafuso prisioneiro.

Os parafusos são fabricados em várias formas e resistências. As especificações da *Unified National Series* (UNS) exigem os padrões do Sistema Inglês (SI) para os parafusos.

Similarmente o padrão ISO está de acordo com o SI. A norma ABNT EB-168 (2) agrupa os parafusos em classes de propriedades mecânicas, levando em conta os valores de resistência à tração, tensão de escoamento e alongamento, bem como estabelece prescrições de ensaios de peças roscadas, com rosca ISO de diâmetro até 39mm, de qualquer forma geométrica de aço-carbono ou aço-liga. As diferentes classes do parafuso são feitas de diferentes materiais com tratamentos térmicos diferentes, e, conformemente, têm resistências diferentes. A *Society of Automotive Engineers* (SAE) tem geralmente o sistema classificado para os parafusos de aço da UNS. Os parafusos identificam sua classe através de marcas em sua cabeça ou extremidade permitindo uma identificação mais fácil da força estimada de um parafuso. A *Unified Engineering Incorporated* (31) tem uma boa carta de informações de parafusos de cabeça hexagonais, as quais as classes correspondem, e também suas forças finais. Uma outra medida notável da força de um parafuso é sua carga de prova ( $S_p$ ) que *Norton*, conforme *Shigley e Mischke* (2001), define como a força em que o parafuso começa a ter uma deformação permanente e de que é próxima mas menor do que a força de escoamento do material do parafuso. *Norton* recomenda que a máxima pré-carga seja 90% e 75% do limite de resistência do material de um parafuso para os estática e dinamicamente carregados, respectivamente. *Shigley e Mischke* (2001), tabelaram forças de prova para várias classes de parafuso.

Quase todos os livros de projeto mecânico tem uma enorme quantidade de informações sobre o parafuso e a geometria da rosca com suas devidas características. Para melhor estudo, consideramos as dimensões mais importantes padronizando-as conforme figuras 2.2 e 2.3.

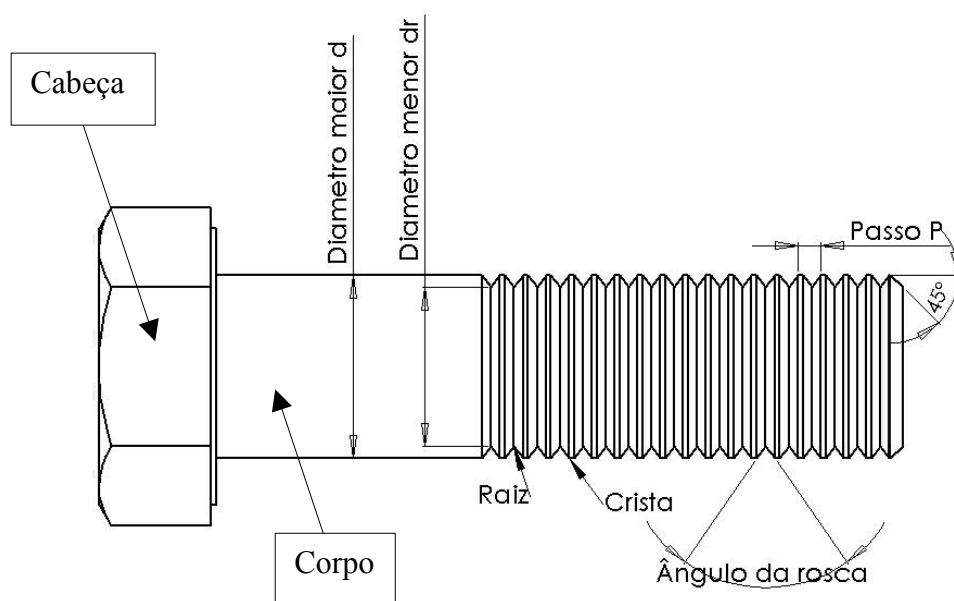


Figura 2.2- Padronização da nomenclatura das dimensões de parafusos.

O diâmetro maior ou nominal é o maior diâmetro da parte roscada. Fazendo a média entre o maior e menor diâmetro temos o diâmetro médio  $d_m$ , o qual corresponde a área  $A_t$  de resistência à tração do parafuso. Quando fazemos um ensaio de tração em um corpo de prova liso e polido com diâmetro igual ao diâmetro médio de um parafuso, este apresentará mesma resistência à tração do parafuso. O avanço  $L$ , que não está representado, é a distância que a porca avança ao longo do eixo da parte roscada. Para roscas simples o avanço é igual ao passo  $p$ .

A *International Standardization Organisation* (ISO), roscas métricas, padroniza o ângulo da rosca (ângulo de flancos) em  $60^\circ$ , e podem ser fabricadas com cristas e raízes planas ou arredondadas. É visto que a raiz é um ponto concentrador de tensões e será discutido posteriormente que o arredondamento da mesma proporcionará uma maior vida em fadiga ao componente.

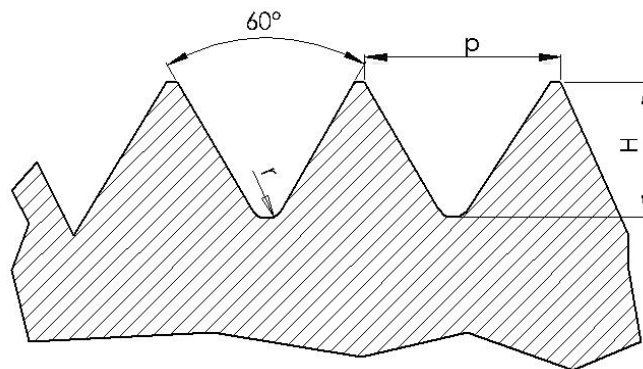


Figura 2.3- Representação conforme sistema métrico das dimensões da rosca externa.

Onde,

$$r = 0,144 \cdot p \quad (1)$$

$$H = 0,866 \cdot p \quad (2)$$

Os parafusos são fabricados com ligas de ferro, cobre ou de uma infinidade de outros materiais que, além de apresentarem resistência satisfatória, devem também apresentar propriedades compatíveis com o processo de fabricação, que pode ser por usinagem em tornos e roscadeiras ou forjamento (laminação da rosca). No caso de fabricação por usinagem o material deve apresentar usinabilidade elevada. Tal processo limita-se a parafusos de pequenas dimensões visto que ele resulta numa perda de material por formação de cavaco. Para dimensões maiores preferem-se parafusos de cabeça forjada. A rosca é geralmente obtida pelo rolamento do corpo

entre matrizes (laminação), as quais comprimem o material para conformação da raiz do parafuso e o expandem para conformar a crista. Além da laminação da rosca, podemos aplicar o processo de *shot peening*, aumentando o gradiente de tensões residuais compressivo no fundo do filete. Porém este método é complexo, tendo em vista que o fundo do filete é agudo e a camada plastificada deve ser uniforme para que o processo seja benéfico.

## **2.2 Métodos de Aperto de Uniões Parafusadas**

Um dos principais problemas com o uso de uniões parafusadas é a precisão, no que diz respeito a conseguir uma pré-carga exata com o método de aperto selecionado. O efeito que o método de aperto tem em determinar que tamanho do parafuso é requerido para cumprir uma função específica é subestimado na maioria das vezes. A pré-carga insuficiente, causada por um método de aperto inadequado, é uma causa freqüente da falha em parafusos. É importante para o projetista apreciar os traços e as características dos principais métodos empregados para apertar os parafusos. Porém, qualquer que seja o método, um grau de dispersão da pré-carga deve ser esperado.

### **2.2.1 Controle do Torque de Aperto**

Um grande problema nas falhas de uniões fixadas por parafusos é o afrouxamento. Uma causa principal de afrouxar o elemento fixador é o aperto inadequado. Um único parafuso, apertado incorretamente, pode conduzir à falha do produto completo.

Um método controlado de apertar conexões roscadas é apertando de modo que um torque especificado seja conseguido. Este método é geralmente conhecido como o controle do torque. O problema principal relacionado a este método é que a força de tração do fixador (referida como a pré-carga) gerada do resultado de um torque aplicado é dependente do projeto do fixador e das condições de fricção que prevalecem. Apesar destes problemas, é ainda a maneira mais comum de assegurar-se que um parafuso montado cumpra com as especificações da engenharia.

O torque nominal necessário para uma dada pré-carga pode ser determinado por tabelas ou pelo cálculo usando uma relação entre o torque e a tensão resultante do parafuso.

Quando um parafuso é apertado, o primeiro filete da rosca sustenta uma tensão direta, devido à tensão de alongação, junto com uma tensão de torção, devido ao torque que age nos filetes da rosca. A maioria das tabelas de torques de aperto em parafusos, ignoram a tensão de torção e supõem uma tensão direta na rosca de alguma proporção da tensão de escoamento dos

parafusos, geralmente 75%. Para circunstâncias de elevado atrito, o valor da tensão de torção pode ser tal que quando combinado com a tensão direta, uma tensão equivalente em excesso ao escoamento pode resultar, conduzindo à falha. Uma aproximação mais consistente deve determinar o valor da tensão direta que, quando combinado com a de torção, dará uma tensão equivalente de alguma proporção do escoamento. A proporção usada geralmente com esta aproximação é 90%.

### **2.2.2 Controle do Ângulo de Aperto**

Este método, também conhecido como método do giro da porca, foi introduzido para o conjunto manual logo após a Segunda Guerra Mundial quando um determinado ângulo de aperto foi especificado. O método foi aplicado para o uso com chaves mecânicas. O aperto a um ângulo pré-determinado além da extensão elástica, resulta em uma pequena variação na pré-carga devido, em parte, à tolerância da tensão de escoamento. As principais desvantagens deste método encontram-se na necessidade para a determinação precisa, e, se possível, experimental do ângulo. Também, o fixador pode somente sustentar um número limitado das re-aplicações antes que falhe.

### **2.2.3 Controle do Aperto ao Escoamento**

Este método é conhecido também pelo nome de "método do controle da união". Pré-cargas muito exatas podem ser conseguidas por este método minimizando a influência da fricção e de sua flutuação. O método tem suas raízes em um especialista, o qual lhe permitia que detectasse o ponto de escoamento do parafuso através do sentido (tato) com precisão razoável. Com o equivalente eletrônico deste método, um sistema de controle é usado que seja sensível ao gradiente de torque do parafuso que está sendo apertado. A detecção rápida da mudança na inclinação deste gradiente indica que o ponto de escoamento está sendo alcançado e pára-se o processo de aperto. Isto é conseguido incorporando sensores para ler o torque e o ângulo durante o processo de aperto. Desde o ângulo de rotação e do torque ambos são medidos pelo sistema de controle. Valores permissíveis podem ser usados para detectar os parafusos que se encontram fora de sua especificação.

Um pequeno grau de flutuação da pré-carga resulta ainda deste método devido à influência da fricção. O método detecta o ponto de escoamento do parafuso sob a ação da tração e da torção combinadas. Mais elevada a fricção nos flancos, mais elevada a tensão de torção que,

para um dado valor de escoamento, resulta em uma pré-carga mais baixa devido a uma tensão direta mais baixa.

O método foi usado em aplicações críticas, tais como os parafusos da cabeça de cilindro, a fim de que as pré-cargas consistentemente elevadas pudessem ser conseguidas (que podem permitir que os parafusos menores sejam usados). Entretanto, por causa do custo das ferramentas necessárias para usar este método (uma chave de mão que incorpora os circuitos do controle custa muito mais do que uma chave de torque convencional), a adoção difundida deste método é improvável. No caso da empresa já possuir um equipamento eletrônico similar que possa ser acoplado à chave de torque, é recomendado que a equipe de funcionários utilize tal método. Se não, o projetista não pode esperar elevadas pré-cargas objetivando usar parafusos de menores dimensões.

#### **2.2.4 Método do Estiramento do Parafuso**

Um problema relacionado ao aperto de grandes parafusos é que torques muito elevados são requeridos. Embora isto possa em parte ser superado pelo uso de chaves de torque hidráulicas (a reação do torque entretanto pode ser um problema), o uso de dispositivos tensionadores hidráulicos é comum para os parafusos acima de 20mm de diâmetro. O método usa um pequeno pistão hidráulico no qual ajustado sobre a porca, a parcela roscada do parafuso projeta-se bem após a porca e um extrator roscado é unido. O óleo hidráulico de uma bomba pequena age em cima do pistão hidráulico que age por sua vez em cima do extrator. Isto é transmitido ao parafuso tendo por resultado ocorrer a extensão. A porca pode então ser girada pela mão com a ajuda de um soquete integral auxiliado por uma barra.

O controle da pressão hidráulica controla eficazmente a pré-carga no parafuso. Uma pequena redução da pré-carga entretanto ocorre quando a pressão é removida enquanto a porca se deforma elasticamente sob a carga.

#### **2.2.5 Controle do Aperto pelo Calor**

O controle do aperto pelo calor utiliza as características da expansão térmica do parafuso. O parafuso é aquecido e expande: a porca é posicionada (usando o ângulo do método da volta) e o sistema permite a refrigeração. Enquanto o parafuso tenta se contrair ele está restringido longitudinalmente pelo aperto do material e de um resultado de pré-carga. O processo é lento, especialmente se a tensão no parafuso deve ser medida, desde que o sistema deve retornar à

temperatura ambiental para cada medida. Este não é um método extensamente usado e é usado geralmente somente nos parafusos muito grandes.

### **2.3 Falhas Típicas em Uniões Parafusadas**

Muitas sofisticações podem ser aplicadas à análise das estruturas. As técnicas baseadas em computador tais como o método dos elementos finitos (FEM) pode determinar as tensões em quase todas as partes de uma estrutura. Entretanto, desenvolver um modelo exato de uma junção parafusada pode levar muito tempo e esforço. O problema é devido à pré-carga do parafuso que comprime as peças unidas tal como fatores de dispersão da pré-carga devido em parte ao método de aperto usado. Em uma tentativa de assegurar-se de que falhas não ocorram, ensaios rigorosos de um produto são freqüentemente usados. Entretanto, em muitas aplicações, ensaios são nem práticos nem econômicos.

A maioria das falhas em parafusos ocorre com a fratura através do macho da rosca. Sob carregamentos estáticos, a força da rosca é determinada pela área de tensão ( $A_t$ ). Isto é baseado no diâmetro médio do parafuso. Os manuais da engenharia têm, tipicamente, tabelas de áreas de tensão para vários tamanhos de roscas.

#### **2.3.1 Falha do Parafuso por Fornecer uma Força de Aperto Insuficiente**

O fator principal a respeito de uma junção aparafusada que sustentará as forças aplicadas é se o parafuso gerará a força ou a pré-carga suficiente à união. Para algumas aplicações há uma mínima força de aperto requerida para impedir a falha. A força de aperto é requerida para impedir o movimento comum que está sendo causado em consequência das forças axiais e/ou de cisalhamento. Ambas as forças axiais e de cisalhamento, agindo individualmente ou simultaneamente, podem ser consideradas junto com alguma força de aperto residual que pode ser requerida para manter uma exigência funcional tal como selar uma gaxeta. Em muitos exemplos, quando uma abertura na junção ou o escorregamento ocorrem, então a falha pelo afrouxamento do parafuso ou por fadiga ocorrerá. Quando a falha por fadiga ocorre, a causa é freqüentemente pré-carga insuficiente.

#### **2.3.2 Sobrecarga em Parafusos**

Se uma força axial muito elevada for aplicada a uma junção há a possibilidade que o parafuso sustentará o carregamento adicional que fará com que sua força de escoamento seja excedida. Se isto ocorrer, então ou o parafuso falhará devido à tensão direta ou, quando a carga



for removida, sustentará uma deformação plástica que resulte na perda da pré-carga que poderia fazer com que o parafuso afrouxe. Para a maioria das uniões, a falha por sobrecarga é improvável porque o parafuso sustenta geralmente somente uma proporção pequena de qualquer força aplicada à junção.

### 2.3.3 Falha por Fadiga em Parafusos

Todos os materiais têm uma tendência a falhar sob o carregamento cíclico em um nível de tensão consideravelmente menor do que a força estática do material. Esta característica dos materiais é sabida porque a fadiga é uma causa comum de falha em muitos produtos, incluindo os parafusos. A fadiga é estimada, segundo *Buda* (1994), como sendo responsável por aproximadamente 85% dos casos de falha em parafusos. A maioria destas falhas ocorrem em aplicações de tração, onde o parafuso está submetido a uma pequena pré-carga e uma carga externa alternada.

Em termos do torque aplicado, aparentemente existe uma estreita faixa de valores os quais aumentam a vida em fadiga da junta. É consenso que valores extremos são prejudiciais. Por outro lado, se uma junta for montada sem torque, ou valores nos quais a pré-carga crítica seja próxima de zero (as placas separam ou ficam sem tensão aplicada) e submetida a solicitações cíclicas, aumenta a chance de desmontagem da porca bem como a fadiga de baixo ciclo. A tensão média diminui em relação a uma união apertada de forma que têm-se agindo no elemento uma solicitação repetida. Um aperto excessivo também prejudica o desempenho quando este atinge níveis de escoamento do material. Muitos trabalhos desenvolvidos com níveis de tensão na zona de escoamento, assim como descrito por *Bickford* (1998), sugerem que aí aumenta-se a resistência do parafuso. *Shigley e Mischke* (2001) sugerem uma pré-carga de 90% da tensão de escoamento do material, mas isso somente em casos onde não haja solicitações de fadiga. *Lehnhoff et al* (1994 e 1996) também utilizaram pré-cargas de 90% do limite de escoamento em suas simulações.

Todavia, como um parafuso é montado já com uma pré-carga inicial que aumenta linearmente com o torque ou o aperto, torna-se evidente que atingindo o escoamento já na montagem, a carga externa aplicada posteriormente naturalmente será danosa à união estática e dinamicamente.

As fraturas nos parafusos ocorrem em três regiões distintas, segundo *Fukuoka e Takaki* (1998). O raio do primeiro filete é o lugar previsto inclusive em normas de ensaios e abrange

cerca de 65% dos casos de falha. A distribuição e a concentração de tensões favorece este ponto. Rupturas na saída da rosca ocorrem em 20 % dos casos. Fraturas no raio entre a cabeça e a haste determinam a falha de fabricação em cerca de 15 % dos casos.

#### **2.3.4 Falha Devido ao Espanamento da Rosca**

O espanamento da rosca é uma falha de cisalhamento de uma rosca interna ou externa que resulta quando a força do material roscado é excedida pelas forças aplicadas que agem nos filetes. O espanamento da rosca pode ser um problema em muitos projetos onde furos danificados são usados. Em termos gerais aparafusar roscas espanadas internas e as externas devem ser evitadas se um projeto de confiança é almejado. Se o parafuso quebrar no aperto, é óbvio que uma recolocação será requerida. O espanamento da rosca tende a ser de natureza gradual e pode ser despercebido no conjunto. Começa no primeiro filete acoplado, por deformações que fazem com que este filete sofra a carga mais elevada, e cisalha sucessivamente os filetes subseqüentes. Isto pode levar um número de horas para completar, enquanto que o produto está aparentemente em perfeitas condições de serviço. O risco é conseqüentemente o presente filete o qual é falhado parcialmente e, portanto defeituoso. Isto pode ter conseqüências desastrosas na confiabilidade do produto.

O espanamento da rosca é um fenômeno complexo. Os seguintes fatores tem um importante efeito na resistência ao espanamento da rosca:

- 1) A variação nas dimensões da rosca (assim como passo, maior e menor diâmetros) tem um significativo efeito em ambas roscas internas e externas;
- 2) A variação das forças de tração e cisalhamento no material em ambas internas e externas roscas;
- 3) O efeito do deslocamento radial da porca ou componente danificado (geralmente conhecida como dilatação da porca) em reduzir a força de cisalhamento da rosca. A tensão atuante sobre a rosca do parafuso gera um deslocamento radial o qual reduz a força no filete da rosca;
- 4) O efeito do dobramento dos filetes da rosca, causada pela ação da força da matriz;
- 5) Os efeitos produzidos pela variação na montagem dos filetes.

## **2.4 Esforços em Parafusos – A importância da pré-carga**

Uma das questões abordadas neste trabalho é de como manter a integridade de uma união. Porém, não basta saber o quão bem projetado ou fabricado foi o parafuso, pois ele não pode sozinho fazer a união mais confiável. A seleção do parafuso baseia-se no entendimento do mecanismo de como o parafuso sustenta cargas e a influência do procedimento de aperto pode também ser necessário.

A forma como uma união parafusada suporta diretamente as cargas não está amplamente entendida. Um parafuso completamente apertado pode durar mais do que um parafuso sem aperto. Quando uma carga é aplicada em uma junta contendo aperto nos parafusos, eles não sustentarão todo o efeito da carga, mas geralmente apenas uma pequena parte dele. Isto parece, em uma primeira vista, ser um pouco contrário ao bom senso.

O procedimento de antigos projetos de parafusos propõe uma metodologia de cálculo baseado na idéia de que o parafuso não sentirá nenhuma carga aplicada até que exceda a sua pré-carga. Isto é, o parafuso deveria ter um tamanho de forma que sua pré-carga seja igual a carga externa aplicada depois de um fator de segurança ser incluído.

Na prática, devemos considerar a elongação do parafuso e a compressão da junta em função do aperto imposto entre as partes. Esta compressão da junta faz com que o parafuso sustente apenas uma proporção da carga externa aplicada. Como a carga aplicada reduz a força de compressão da junta, uma adicional deformação é sentida pelo parafuso o qual aumenta a sua força de sustentação. A quantidade de força adicional sustentada pelo parafuso é menor do que a força aplicada na junção. A verdadeira força que o parafuso sustenta depende da razão de rigidez do material do parafuso e da junta.

### **2.4.1 Diagramas de União**

Para ajudar a visualizar o carregamento dentro das conexões aparafusadas, os diagramas de união foram desenvolvidos. Um diagrama de união é um meio de identificar as características da deflexão da carga do parafuso e do material que os une. Os diagramas de união podem ser usados para ajudar a visualizar como uma junção aparafusada sustenta uma força externa e porque o parafuso não sustenta toda esta força.

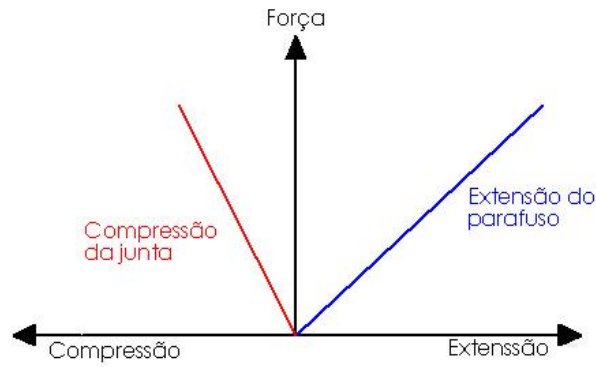


Figura 2.4- Representação da construção de diagramas de união.

O diagrama mostrado na figura 2.4 apresenta a maneira como um diagrama de união básico é construído. A medida que a porca é girada no parafuso de encontro a uma junção, o parafuso é estendido. Devido às forças internas o parafuso resiste a esta extensão, e uma força de aperto ou pré-carga é gerada. A reação a esta força é uma força de tração que é a causa da junção estar sendo comprimida. O diagrama da força-extensão apresentado na figura 2.4 mostra a extensão do parafuso e a compressão da junta. A inclinação das linhas representa a rigidez de cada parte. A junção apertada geralmente é mais rígida do que o parafuso.

O diagrama de união é representado movendo-se a linha da compressão da junção para a direita. Um triângulo é formado porque a força de aperto que tende a comprimir a junção é igual a pré-carga do parafuso. A extensão positiva é à direita tal como aquela sustentada pelo parafuso, a extensão negativa (compressão) é à esquerda e é sustentada pelo material da junção (Figura 2.5).

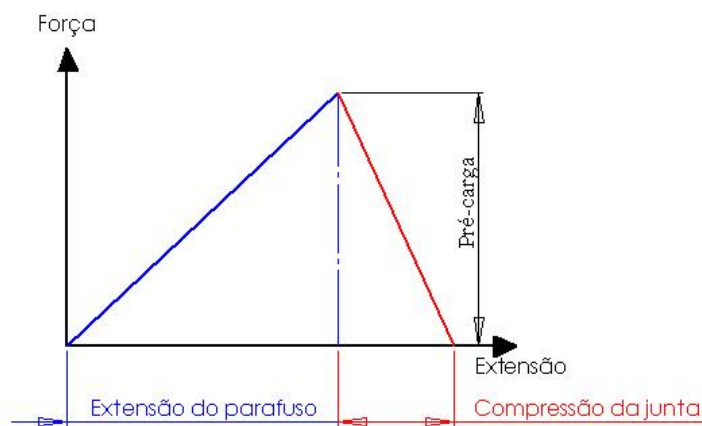


Figura 2.5- Diagrama de união de juntas aparafusadas.

Quando uma força externa é aplicada à junção, ela tem o efeito de reduzir alguma proporção da força de compressão causada pela pré-carga do parafuso e de aplicar uma adicional força no próprio parafuso. Isto é ilustrado no diagrama de união mostrado na figura 2.6. A força externa age no material da junta e então subseqüentemente no parafuso. Na primeira vista pode parecer um pouco estranho em colocar a força aplicada na posição mostrada no diagrama. Entretanto, precisa-se dizer que a carga no parafuso não pode ser adicionada sem diminuir a força de compressão que age na junção. Como pode ser observado de um estudo do diagrama a quantidade real de aumento na força do parafuso é dependente da rigidez relativa do parafuso à junção.

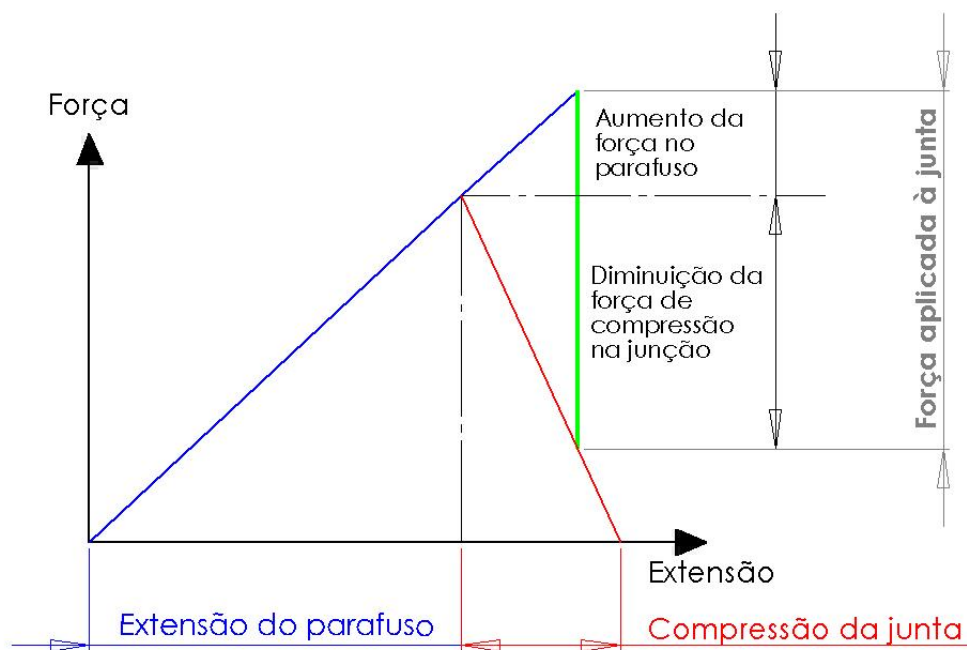


Figura 2.6- Diagrama de união representando a força aplicada à junção.

Como uma ilustração da importância da rigidez relativa do parafuso à junção, é apresentado na figura 2.7 um diagrama de união para uma junção 'dura' (um parafuso de baixa rigidez com uma junção de rigidez elevada). Neste caso, por causa da inclinação íngreme da rigidez da junção, o parafuso sustentará somente uma pequena proporção da força aplicada.

Com uma junção 'macia' (uma rigidez elevada do parafuso com uma junção de baixa rigidez), devido a maior inclinação da rigidez do parafuso do que aquela da junção, o parafuso sustentaria a maioria da força externa aplicada (Figura 2.7).

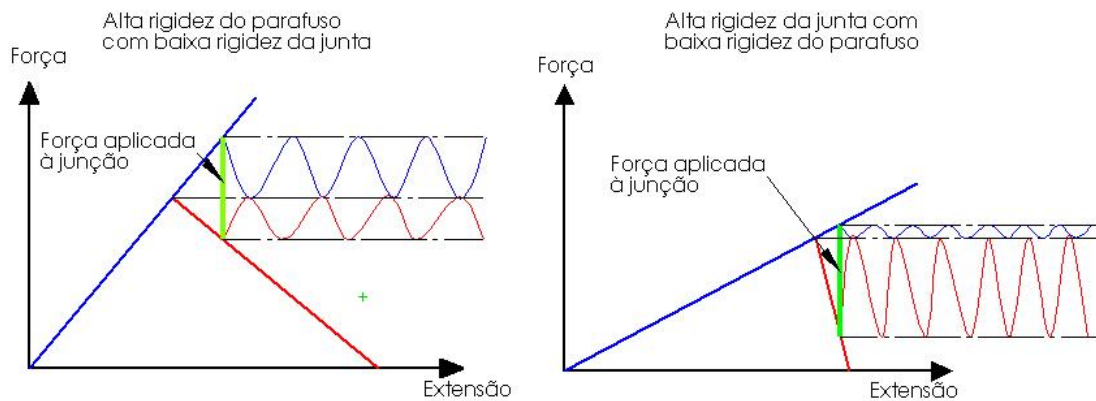


Figura 2.7- Diagrama de união representando a rigidez do parafuso relativo à junção.

Enquanto a força externa é aumentada, a força que age no parafuso está aumentando proporcionalmente. A força de compressão que age na junção é diminuída ao mesmo tempo. Se a força externa continuar a aumentar então duas situações podem ocorrer:

1) Se a proporção da força externa que age no parafuso junto com a pré-carga resultar no escoamento do material, então levará a falha do parafuso. Mesmo se a falha não ocorrer imediatamente quando a força externa está removida, a pré-carga estará reduzida. O diagrama de união que mostra uma força externa que leva o parafuso ao escoamento é ilustrado na figura 2.8.

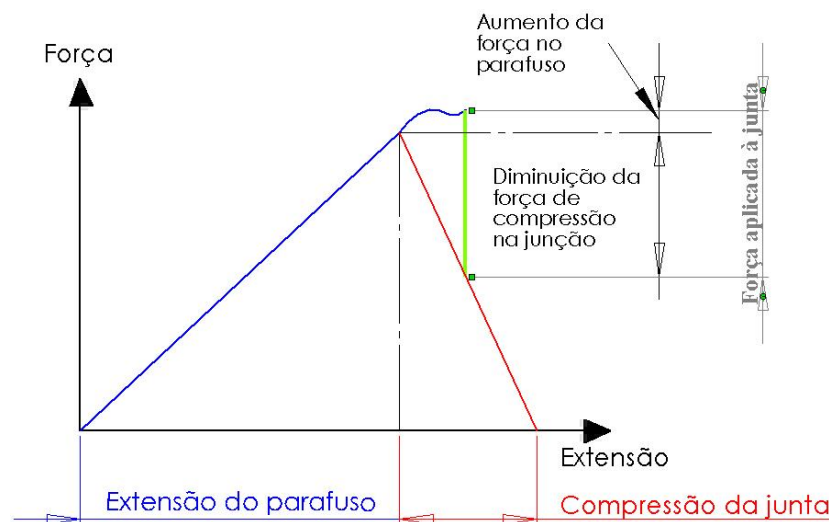


Figura 2.8 - Diagrama de união representando o escoamento do parafuso.

2) A força de compressão que age na junção continuar a diminuir até zero. Todo o aumento adicional na força aplicada resultará em uma abertura entre as placas que compreendem a junção e o parafuso sustentará toda a força adicional. Isto é ilustrado no diagrama de união da figura 2.9.

Se uma abertura ocorrer entre as placas que compreendem a junção então o parafuso ou os parafusos estão sujeitos quase sempre a carregamentos não-lineares de flexão e forças de cisalhamento atuando. Isto geralmente leva rapidamente os parafusos a falha. Portanto é comum ajustar critérios em um projeto de forma que as forças aplicadas não devam sob nenhuma circunstância resultar em uma abertura da junção.

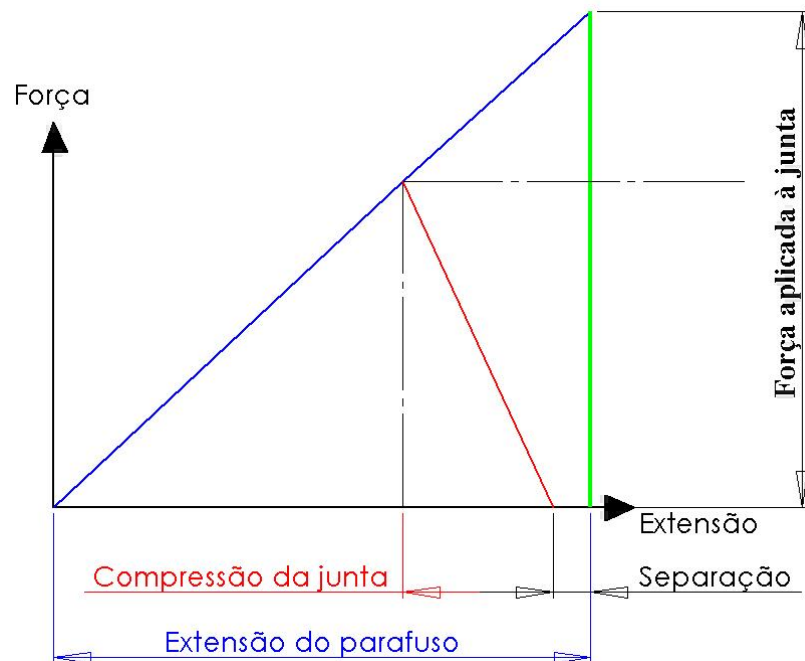


Figura 2.9 - Diagrama de união representando a separação da junção.

#### 2.4.2 Variação da Pré-carga

A variação da pré-carga é influenciada por fatores como variação em características da fricção no filete da rosca e sob a face da porca, a forma da rosca e as variações de passo, as variações no nivelamento da superfície, etc.. Então para qualquer método de aperto particular haverá uma pré-carga máxima e uma mínima dada uma série de condições.

O fator de aperto é uma medida de dispersão na força de aperto de um parafuso em consequência do método usado. É definido como a força máxima de aperto do parafuso dividida pelo valor mínimo para esse método. Para apertar com uma chave de torque o fator de aperto usado geralmente é 1,6. Isto é, o valor máximo da pré-carga é 1,6 vezes o mínimo.

Quando um parafuso é muito apertado, pressões locais elevadas podem existir nas áreas de contato nos filetes da rosca e sob a porca/parafuso. Deformações plásticas locais podem ocorrer nestas interfaces achatando a superfície rugosa. Esta deformação plástica tem o efeito de

reduzir a pré-carga de um parafuso. A quantidade de deformação plástica local que ocorre tipicamente dentro das junções pode ser convertida em força por cálculo ou pelo auxílio de um diagrama de união. A quantidade de determinada deformação local é uma perda da deformação da junta. O diagrama de união da figura 2.10 ajuda a compreender tal perda de deformação da junta e o efeito da variação da pré-carga.

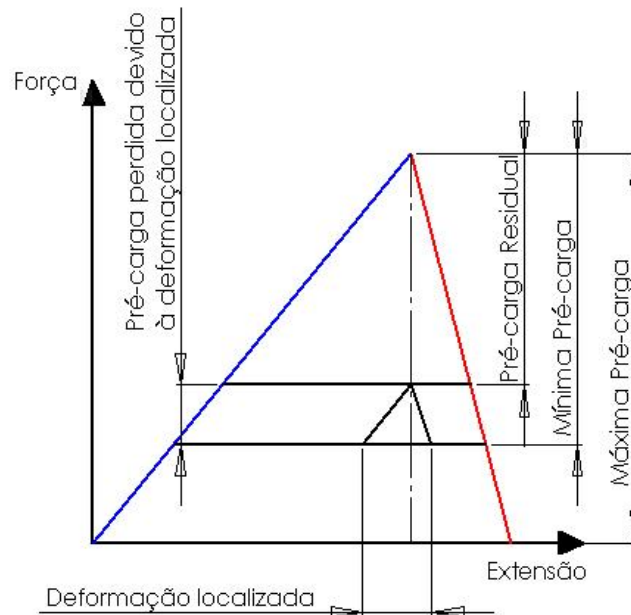


Figura 2.10 - Diagrama de união representando a variação da pré-carga.

## 2.5 Esforços na União

As especificações padrões para parafusos, conforme ASTM, referenciado por *Shigley* (2001), determinam quantidades mínimas para carga de prova (*proof load or proof strenght*) e tensão de ruptura. A carga de prova é a máxima carga que o parafuso pode resistir sem adquirir deformação plástica. Tais valores não fazem parte das especificações de códigos, e deve ser de responsabilidade do projetista em obtê-los se possível em testes em laboratório.

A especificações da SAE classificam os parafusos em grades e são numeradas de acordo com a tensão de ruptura. As especificações para a série métrica ISO classificam os parafusos em classes de propriedades mecânicas. É importante a identificação da resistência dos parafusos para avaliação dos esforços na união. Em muitos casos, a seleção dos parafusos para uma devida aplicação já foi realizada cabendo ao projetista adaptá-los às solicitações externas.



### 2.5.1 Força de Aperto – A Pré-Carga

Para a maioria das aplicações, os parafusos são apertados para produzir uma força inicial  $F_i$  quase igual à carga de prova. A força inicial produzida no aperto é chamada de pré-carga e é especificada de acordo com a equação (1):

$$F_i = K_i A_t S_p \quad (3)$$

onde  $A_t$  é a área da secção resistente do parafuso,  $S_p$  é a carga de prova do material e  $K_i$  é uma constante geralmente especificada de 0,75 à 1,0. Ambas aplicações, estáticas e dinâmicas recomenda-se o valor da pré-carga em:

$$F_i = \begin{cases} 0,75 A_t S_p & \text{para conexões não – permanentes} \\ 0,90 A_t S_p & \text{para conexões permanentes} \end{cases} \quad (4)$$

Os valores de carga de prova são obtidos através de tabelas de classes e grades de parafusos. No caso da utilização de outros materiais, uma aproximação para o valor da carga de prova é dado  $S_p = 0,85 S_y$ , onde  $S_y$  é a tensão de escoamento do material.

### 2.5.2 Forças na União Devido à Carga Externa

Como já discutido na secção anterior, a importância da pré-carga é oferecer a união uma compressão entre os membros, fazendo com que diminua a parcela de carga suportada pelo parafuso. Agora, procuramos quantificar tal efeito e avaliar os benefícios que o aperto traz para a união.

Quando uma união é apertada, mas ainda não há carga externa aplicada, a carga axial do parafuso  $F_b$  e a força de compressão entre os membros  $F_m$  são ambas iguais à força de aperto inicial  $F_i$ . Depois que a carga externa  $P$  é aplicada, um aumento da força no parafuso e um decréscimo da força de compressão entre os membros ocorre. A relativa magnitude com a qual as mudanças de  $F_b$  e  $F_m$  ocorrem são dependentes da relativa elasticidade envolvida no sistema.

A resultante da carga no parafuso é dada por:

$$F_b = \frac{K_b}{K_b + K_m} P + F_i \quad (5)$$

e a resultante da carga nos membros é dada por:

$$F_m = \frac{K_m}{K_b + K_m} P - F_i \quad (6)$$

onde  $K_b$  e  $K_m$  são as rigidezes do parafuso e dos membros respectivamente.

A rigidez do parafuso é dada pela seguinte equação:

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (7)$$

onde,

$A_d$  = área do maior diâmetro do parafuso

$l_d$  = comprimento da porção não roscada do parafuso dentro da zona de compressão

$A_t$  = área da secção resistente do parafuso

$l_t$  = comprimento da porção roscada do parafuso dentro da zona de compressão

$E$  = módulo de elasticidade do parafuso

A rigidez dos membros é estudada na zona de compressão. Se um dos membros possui gaxeta, a relativa rigidez para os outros membros é tão pequena que somente a rigidez da gaxeta é usada. No caso de termos uma junção sem gaxetas, a rigidez dos membros fica difícil de ser obtida, exceto por procedimentos experimentais, devido a compressão entre a cabeça do parafuso e a porca não possuir área uniforme. *Shigley* referencia *Ito* por sugerir o uso do método do cone de revolução para o cálculo da rigidez com ângulos do cone variáveis. Este método é complicado, e escolhe-se para simplificar o método o uso de um ângulo fixo do cone. Neste estudo escolheu-se o ângulo  $\alpha$  de  $30^\circ$ . O modelo é representado na figura 2.11.

O comprimento efetivo ( $l$ ) do cone de pressão que exerce uma significativa zona de compressão dos membros e os diâmetros do cone são dados pelas seguintes relações:

$$l = \begin{cases} h + t_2/2 & t_2 \leq d \\ h + d/2 & t_2 \geq d \end{cases} \quad (8)$$

$$D = 1,5d$$

$$D_1 = 1,5d + l \tan \alpha \quad , \text{onde } \alpha = 30^\circ$$

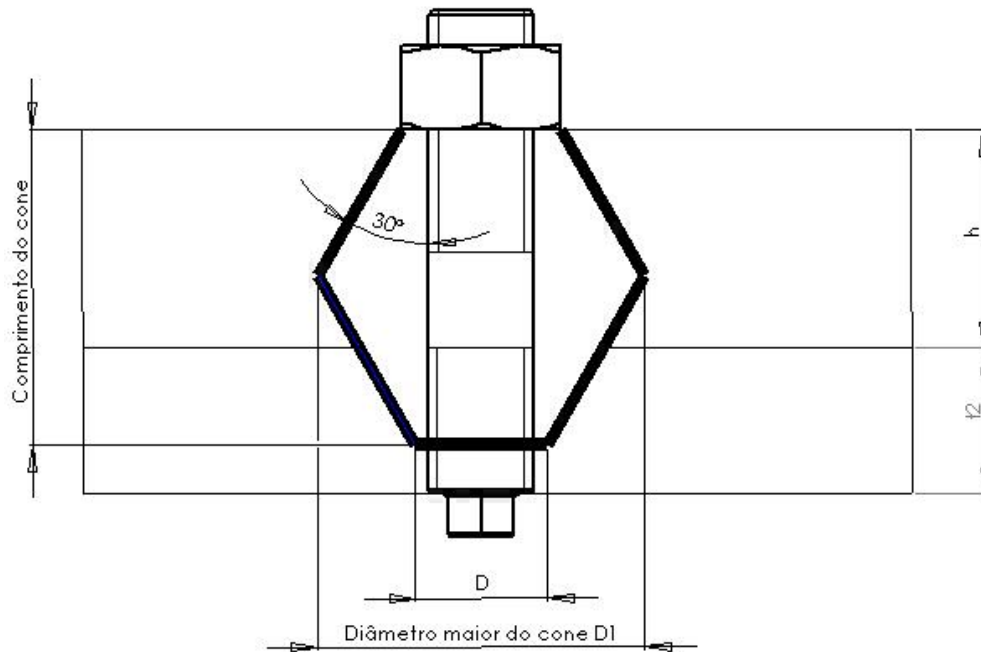


Figura 2.11 - Representação do cone de rigidez de uniões parafusadas.

A expressão que define a rigidez dos membros utilizando um ângulo de 30° do cone de revolução é dada por:

$$K_m = \frac{0,577\pi E d}{\ln \frac{(1,15t + D - d)(D + d)}{(1,15t + D + d)(D - d)}} \quad (9)$$

onde,

d = diâmetro nominal do parafuso;

D = 1,5d;

t = espessura do membro;

E = módulo de elasticidade do membro.

No caso de ter mais de dois membros unidos, podemos calcular a rigidez da união considerando molas em série, e a rigidez total dos membros é:

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots + \frac{1}{K_i} \quad (10)$$

A aparente linearidade das equações 5 e 6 é baseada na suposição errônea de que os valores da rigidez nas equações são constantes em função das propriedades do material. As

rigidezes são freqüentemente obtidas pela aplicação da pré-carga  $F_i$ , na ausência de carga externa ( $P=0$ ), medindo ou calculando a deformação e dividindo as forças,  $F_b$  e  $F_m$ , pelas deformações. Várias teorias são usadas para obter as deformações. Estas são discutidas em muitas referências, das quais citamos *Lehnhoff et al* (1996 e 1994). Assim, a partir destas referências:

$$K_j = \frac{F_j}{\delta_j} \quad (11)$$

onde  $K_j$  é a rigidez de um ou outro parafuso,  $K_b$ , ou membros,  $K_m$ ;  $F_j$  é a força de um ou outro parafuso,  $F_b$ , ou membros,  $F_m$ ; e  $\delta_j$  é algum deslocamento medido de um ou outro  $\delta_b$  ou  $\delta_m$ .

No entanto, as equações 5 e 6 deixam claro que as forças  $F_b$  e  $F_m$  dependem da carga externa  $P$  bem como as rigidezes  $K_b$  e  $K_m$ . Visto que a equação 11 indica que  $K_b$  e  $K_m$  dependem de  $F_b$  e  $F_m$ , nós temos uma potencial não-linearidade nas rigidezes. Portanto o projetista deve responder a questão em relação a qual rigidez deveria ser usada; uma baseada na pré-carga, e a outra baseada na máxima carga externa, ou algum valor intermediário.

*Lehnhoff* utilizou análises em elementos finitos, nas quais os parafusos, porcas e arruelas foram modelados e o atrito não foi considerado. O procedimento adotado em sua pesquisa envolvendo a avaliação das rigidezes usando o modelo axissimétrico do método de elementos finitos, foi usar seis valores de carga externa correspondendo a 0,  $P/5$ , ...,  $P$ . O processo produz seis valores de rigidezes, e quando traçados versus carga externa, apresentam uma quantidade de não-linearidade nas rigidezes ou como eles variam dependendo da magnitude da carga externa. Aumentando-se a carga externa, diminui a rigidez dos membros. As figuras 2.12 e 2.13 apresentam os resultados encontrados por tal análise.

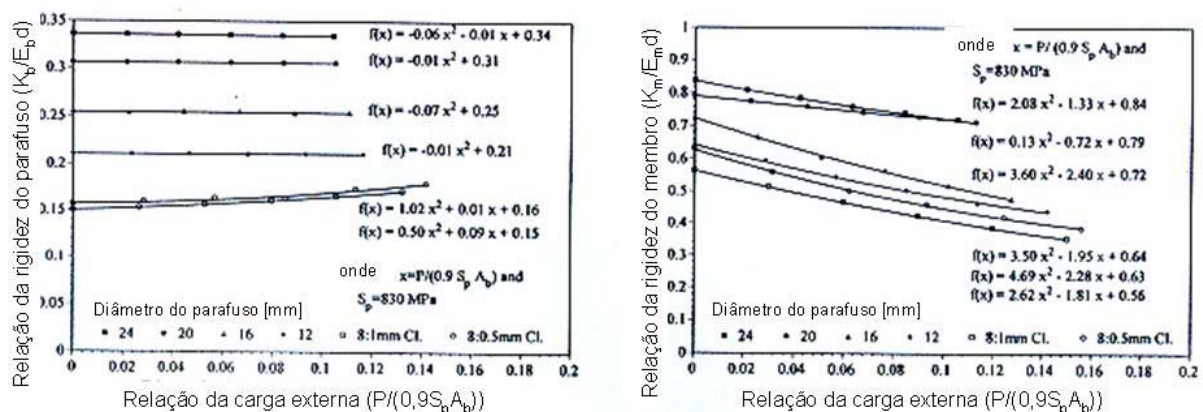


Figura 2.12- À esquerda, rigidez do parafuso versus carga externa; à direita, rigidez do membro versus carga externa (razão de espessura do membro 20/20, aço). *Lehnhoff* (1996).

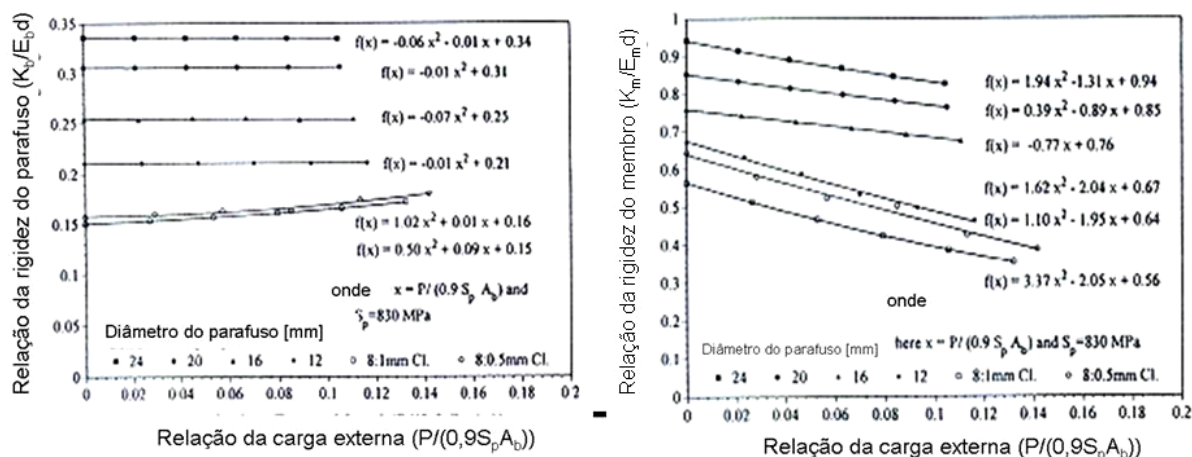


Figura 2.43- À esquerda, rigidez do parafuso versus carga externa; à direita, rigidez do membro versus carga externa (razão de espessura do membro 12/20, aço). *Lehnhoff (1996)*.

Os resultados apresentados consideraram parafusos Grau 10.9,  $S_p = 830$  MPa, e como já esperado, os parafusos de maior diâmetro apresentam a maior rigidez. A rigidez dos parafusos também diminui com o aumento da rigidez do membro.

O grau de não-linearidade é maior no modelo com razão de espessura do membro de 12/20, ou seja, quando a junta apresenta menor espessura, 12 mm do membro superior e 20 mm do membro inferior.

A rigidez de parafusos variam menos de 2 % para todos os tamanhos de parafusos e razões de espessura, exceto para os de 8 mm, onde ele aumenta 11 % para todas as razões de espessura.

A rigidez dos membros aumenta com a diminuição da razão de espessura do membro. A não-linearidade da relação da rigidez dos membros com a carga externa é mais pronunciada em parafusos menores. A rigidez dos membros variam de 10 à 42 % para os parafusos de diâmetro 20 mm e 8 mm, respectivamente.

*Lehnhoff et al (1994)* fizeram ainda uma comparação da teoria básica apresentada por *Shigley*, o qual utiliza o cone de revolução para avaliar a rigidez dos membros, com o seu modelo em elementos finitos. Em seu modelo fixou a espessura do membro inferior (aço) em 20 mm e variou o membro superior (ferro fundido) em 12 e 16 mm.

Em comparação ao nosso trabalho, os resultados das rigidezes apresentados para parafusos M24 pela teoria básica ( $\alpha=30^\circ$ ) para as razões 12/20 e 16/20 foram 4,807 e 4,326 MN/mm, respectivamente. Já utilizando seu modelamento, encontrou 3,470 e 3,201 MN/mm, respectivamente. Para tais resultados encontrados foi aplicada uma pré-carga  $F_i$  de 1000 N.

Discussões realizadas por *Lehnhoff et al* indicam que o uso de um ângulo menor de  $30^\circ$  no cone de revolução fornece melhores resultados para a rigidez dos membros. Da mesma forma,

o diâmetro do furo dos membros também é um dado importante, o qual tal referência indica que quanto mais justo o parafuso ao furo, melhores resultados de rigidez são esperados.

### 2.5.3 Relação do Torque com a Pré-Carga

Se o comprimento do parafuso pode ser medido com o auxílio de um micrômetro quando ele é montado, a elongação do parafuso devido à pré-carga pode ser determinada usando a fórmula  $\delta = (F_i l / AE)$ . Então a porca é simplesmente girada até que o parafuso alongue completamente a distância  $\delta$ . Isto garante que a pré-carga está sendo bem aplicada.

Porém, a elongação de um parafuso geralmente não pode ser medida, porque o fim da rosca está frequentemente inserida em um furo cego. Isto torna impraticável em muitos casos a medida de elongação do parafuso. Nestes casos o uso de uma chave de torque é requerida para aplicar uma pré-carga especificada. Então, torquímetros, chaves de impacto pneumático, ou o método da volta da porca podem ser usados.

Muitas ferramentas de torque podem ser usadas, porém o coeficiente de fricção pode variar amplamente. O uso de uma chave de torque para o controle da pré-carga pode variar  $\pm 30$  por cento, e em aplicações mais críticas  $\pm 15$  por cento é considerado razoável. Conforme *Shigley e Mischke* (2001), uma boa estimativa do torque requerido para fornecer uma dada pré-carga é dada pela equação:

$$T = \frac{F_i d_m}{2} \left[ \frac{\pi \mu d_m - L}{\pi d_m + \mu L} \right] + \frac{F_i \mu_c d_c}{2} \quad (12)$$

onde,

$d_m$  = diâmetro da secção resistente do parafuso;

$d_c$  = diâmetro da face da porca (1,25d);

$\mu$  = coeficiente de atrito dos filetes;

$\mu_c$  = coeficiente de atrito entre cabeça/porca e membros;

L = avanço.

Através desta equação define-se o coeficiente de torque K. Podemos escrever a equação (8) da seguinte forma:

$$T = KF_i d \quad (13)$$

*Shigley* referencia *Blake* e *Kurtz* por ter publicado resultados de inúmeros testes de torques em parafusos, onde encontra uma média para o coeficiente de torque,  $K = 0,208$ . Porém, cabe ressaltar que a equação (13) é apenas uma relação aproximada, dependendo da média das condições de atrito dos filetes, faces da cabeça e porca.

Os coeficientes de atrito dependem do acabamento superficial, precisão, e grau de lubrificação. Na média, ambos  $\mu$  e  $\mu_c$  estão em torno de 0,15. Para  $\mu = \mu_c = 0,15$  o coeficiente de torque  $K \approx 0,2$ , não importando o tipo de parafuso e se a rosca é fina ou grossa.

*Morgan* e *Henshall* (1996) estudaram o comportamento do torque versus pré-carga de parafusos M22x1,5 utilizados na fixação de rodas de veículos comerciais pesados. O objetivo do trabalho foi avaliar o efeito do atrito na pré-carga.

Os experimentos foram realizados em parafusos com diferentes condições, “como recebido”, desengraxado, re-lubrificado, com torques aplicados de 400 à 800Nm  $\pm$  10Nm. Os resultados apresentaram uma diminuição de 60 à 70% na tensão axial para os parafusos desengraxados, quando comparados com a performance dos parafusos “como recebido”. A pequena dispersão dos resultados apresentados na figura 2.14 para os parafusos “como recebido” é explicado pela presença do RPL (*rust preventative lubricant*) o qual atua como lubrificante e proporciona resistência à corrosão.

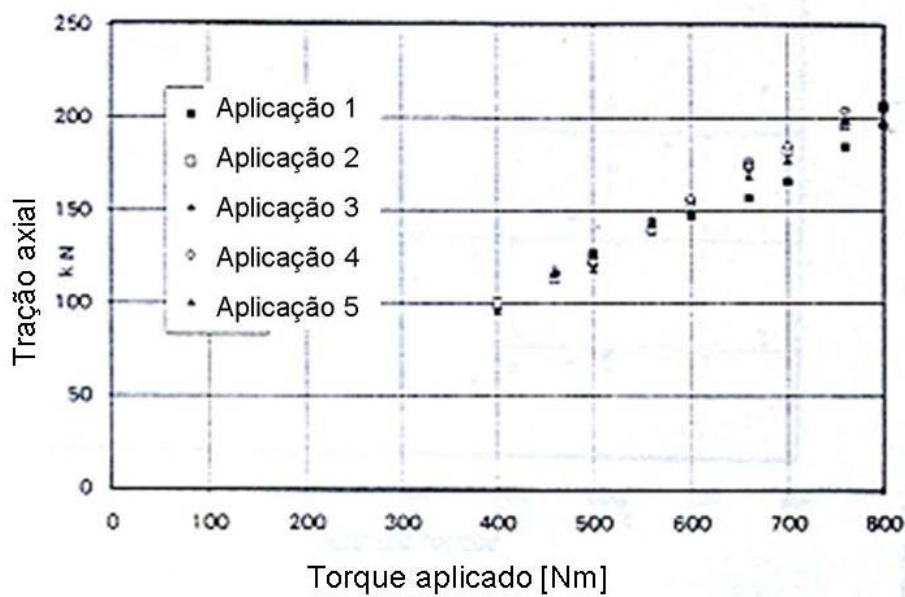


Figura 2.14- Parafusos e porcas nas condições “como recebido”: relação da pré-carga com o torque aplicado. *Morgan e Henshall (1996)*.

A figura 2.15 apresenta os resultados dos parafusos desengraxados (aplicações 1-3), seguidos por lubrificação e re-testados (aplicações 4-6). Após os parafusos serem lubrificados com *engine oil*, bem como BP2000 ou RPL, retoma-se imediatamente o valor da pré-carga de 196 kN encontrada nos parafusos “como recebido”.

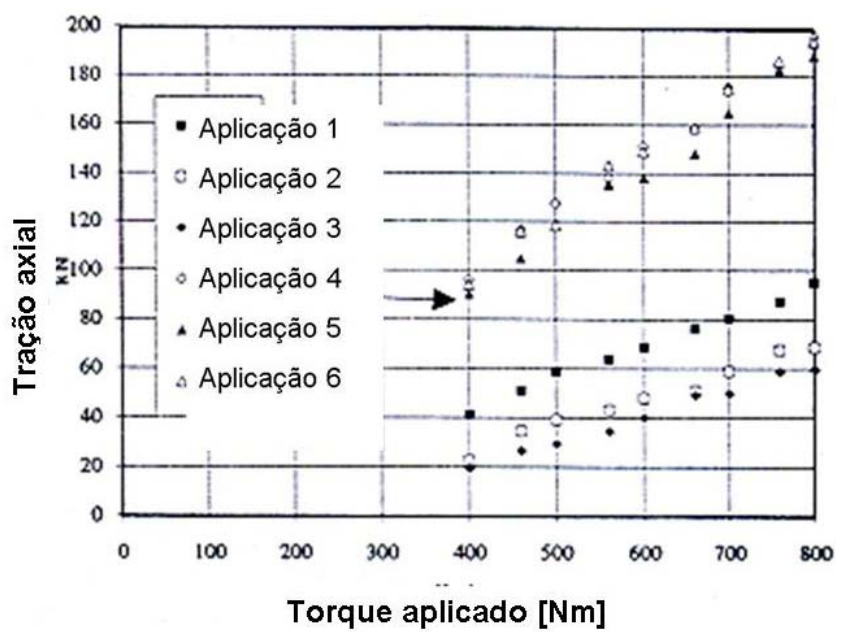


Figura 2.15 - Parafusos e porcas nas condições desengraxado (aplicações 1-3) e lubrificados (aplicações 4-6): relação da pré-carga com o torque aplicado. *Morgan e Henshall (1996)*.



A figura 2.16 apresenta as linhas limites de contorno para os quais o coeficiente de atrito foi calculado, nas condições de “como recebido” e desengraxado. No caso dos parafusos “como recebido”, o coeficiente de atrito apresentou uma variação de 0,12 à 0,17 e os parafusos desengraxados uma variação de 0,24 à 0,71.

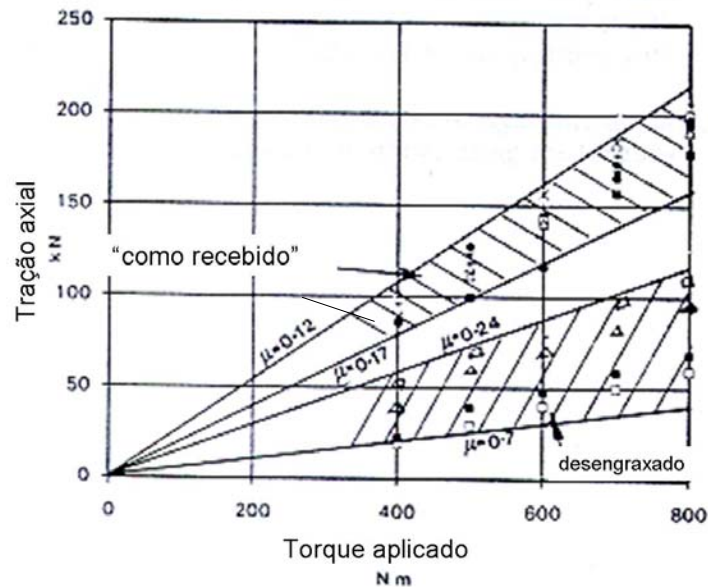


Figura 2.16 - Limites para coeficientes de atrito para as condições de “como recebido” e desengraxado. *Morgan e Henshall (1996)*.

*Kulak (1987)* apresenta que carregando um parafuso em tração direta depois de pré tensionado pelo aperto através do método do giro da porca, não diminui significativamente a resistência à tração do parafuso, como ilustrado nas figuras 2.17 e 2.18. Isto significa que parafusos instalados com torque aplicado podem resistir a uma carga externa direta sem nenhuma aparente redução de sua resistência à tração. Tais figuras apresentam também a tração do parafuso devido ao torque aplicado, que devido ao atrito, induz tensões torsionais diminuindo assim a resistência à tração do parafuso.

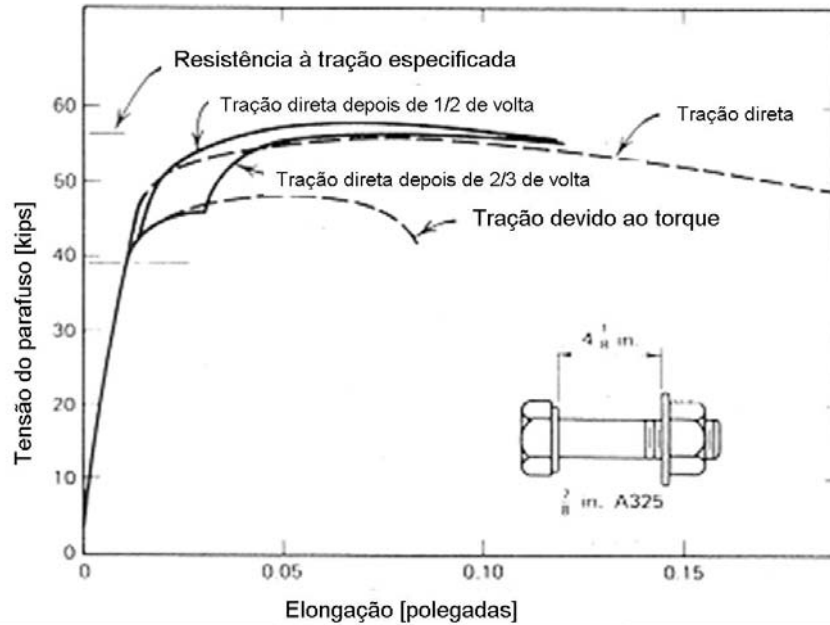


Figura 2.17 - Parafuso ASTM A325 7/8 polegadas de diâmetro apresentando a conservação da resistência à tração com e sem torque aplicado. *Kulak et al (1987)*.

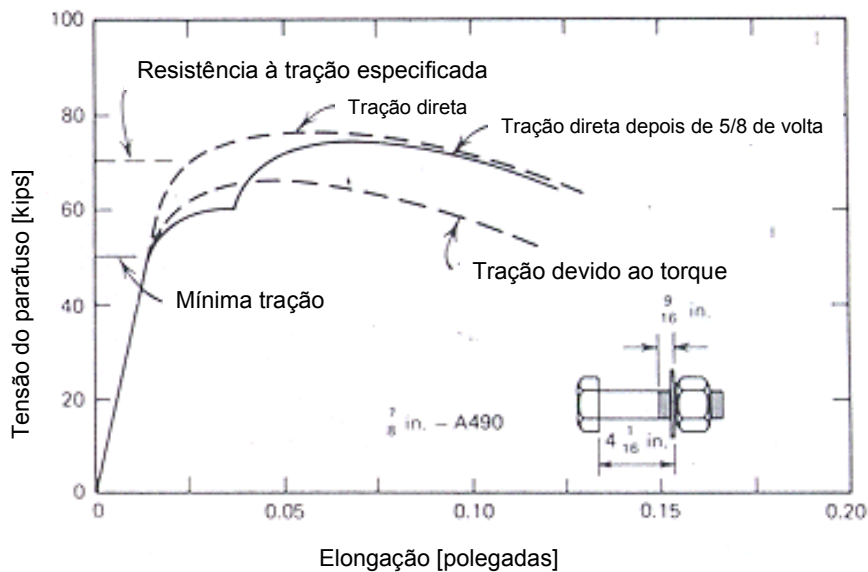


Figura 2.18 - Parafuso ASTM A490 7/8 polegadas de diâmetro apresentando a conservação da resistência à tração com e sem torque aplicado. *Kulak et al (1987)*.

#### 2.5.4 Relação do Comprimento do Parafuso com a Resistência Mecânica

*Kulak* referencia o trabalho de *Fisher* (1966) que traçou curvas carga versus alongação para 15 parafusos A325, 7/8 polegadas de diâmetro para diferentes comprimentos, como apresentado na figura 2.19. As diferentes condições de comprimentos não apresentaram

variações significantes existentes entre a relação carga versus alongação dos parafusos. A maior parte das deformações ocorreram na porção com filetes entre a parte inferior da porca e a parte não roscada do parafuso. Devido a este comprimento ser relativamente constante, o comprimento entre as partes unidas não tem apreciável efeito na relação carga versus alongação. Com comprimentos mais curtos entre as partes a serem unidas, o efeito do comprimento do parafuso é mais pronunciado.

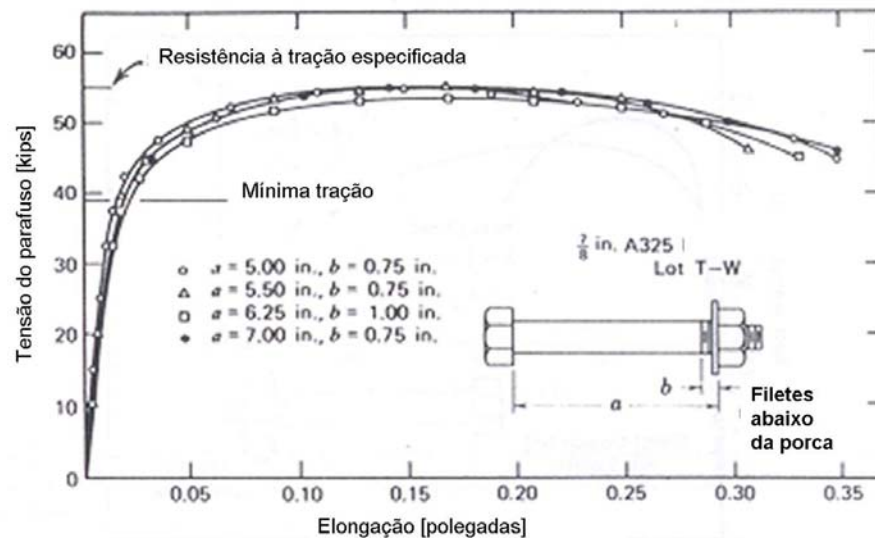


Figura 2.19 - Efeito do comprimento do parafuso na resistência à tração. *Kulak et al (1987)*.

A figura 2.19 apresenta também que a alongação aumenta ligeiramente com o aumento do comprimento entre as partes a serem unidas. Devido a carga ser aumentada além do limite elástico, a porção com filetes, o qual é aproximadamente de comprimento uniforme, comporta-se plasticamente, enquanto que a porção lisa permanece elástica. Quando existe uma específica quantidade de filetes abaixo da porca, o comprimento entre as partes unidas tem pouca influência na relação carga versus alongação além do limite proporcional. Para parafusos curtos, quase toda deformação ocorre no comprimento dos filetes, com uma resultante diminuição da capacidade de deformação. Parafusos A490 apresentaram comportamento similar.

Para produzir um determinado nível de pré-carga em parafusos de elevada resistência usados em conexões críticas onde o deslizamento pode ocorrer ou em conexões sujeitas à tração, a RCSC (*Research Council on Structural Connections*), segundo *Kulak*, requer uma resultante tração do parafuso (pré-carga) devido ao aperto de aproximadamente 70% da resistência à tração. Os resultados de tração são tabelados para vários diâmetros do parafuso. Porém, os métodos de aperto podem trazer variações significantes na pré-carga. Por exemplo, o uso do método de chaves calibradas apresenta variações em geral devido às condições de geometria dos

filetes, condições de superfície, lubrificação e outros fatores que causam dissipação de energia sem induzir tração ao parafuso. Este método de aperto também apresenta freqüentes problemas quando mais de um comprimento de parafuso é usado em uma determinada união, sendo que a chave deve ser calibrada para cada comprimento.

*Kulak* referencia *Drew* (1955) por seus ensaios concluírem que o método do giro (método do ângulo) a partir de uma determinada posição onde o atrito não pode ser vencido confortavelmente pela ação manual do próprio operador, em produzir satisfatória tração do parafuso como método alternativo de instalação. A partir da posição de aperto confortável, foi estabelecido  $\frac{1}{2}$  ou  $\frac{3}{4}$  de giro adicional, dependendo do comprimento do parafuso. A condição de aperto confortável foi definida como o ponto no qual uma chave de boca começa a sofrer impacto. O controle de tração pelo método do giro da porca é primeiramente um controle de deformação. Se a elongação do parafuso permanece no regime elástico, ambos o ponto inicial de atrito pela ação manual e a quantidade de rotação da porca além da condição de aperto confortável, serão fatores influenciáveis na determinação da pré-carga. O aperto pela condição confortável induz pequenas pré-cargas aos parafusos. Em geral, as pré-cargas devido a tal condição podem variar consideravelmente devido às elongações estarem ainda dentro do regime elástico. No entanto, a região inelástica da curva carga versus elongação é relativamente invariável, com a consequência que variações na condição de aperto confortável resultam em menores variações na pré-carga de parafusos instalados. *Drew* apresentou em seus testes condições de aperto confortável para parafusos A325 com 7/8 polegadas de diâmetro instalados em uniões de aço A440 com 4 polegadas de espessura. Os parafusos foram apertados sob condições de aperto confortável através de uma chave de impacto.

A tabela 1 apresenta as rotações da porca conforme especificações da RCSC, referenciado por *Kulak*, para diversos comprimentos de parafusos até o limite de 12 vezes o diâmetro do parafuso.

Tabela 1- Rotação da porca a partir da condição de aperto confortável.

<b>Comprimento do parafuso</b>	<b>Considerando faces paralelas aparafusando o eixo central</b>
Até e incluindo 4 diâmetros	1/3 volta
Maior que 4 e menor que 8 diâmetros	1/2 volta
Acima de 8 mas não excedendo 12 diâmetros	2/3 volta

Pesquisas realizadas em 1960 (*Fisher, 1963; Rumpf, 1961; Chesson, 1965*), referenciados por *Kulak (1987)*, indicaram que  $\frac{1}{2}$  volta da porca sob condições de aperto confortável era adequado para todos os comprimentos de parafusos A325. Atualmente, segundo *Kulak*, ensaios em parafusos A490 tem indicado que quando o comprimento entre as partes a serem unidas for aumentado em torno de 8 vezes o diâmetro do parafuso, uma quantidade maior de rotação ( $\frac{2}{3}$  de volta) foi necessária para alcançar a mínima pré-carga requerida. Parafusos A325 (*Fisher, 1963*), com comprimento maior do que 4 vezes o diâmetro e curtos comprimentos de porção roscada abaixo da porca podem ser dados  $\frac{1}{2}$  volta da porca e apresentam suficiente capacidade de deformação para resistir duas meia voltas antes que falhe. Parafusos com longos comprimentos da porção roscada dentro da região entre as partes unidas podem resistir 3 à 5 meia voltas adicionais antes que falhe, como ilustrado na figura 2.20. Estudos em parafusos curtos (comprimento dentro das partes unidas menor ou igual a 4 diâmetros do parafuso) tem apresentado que seu fator de segurança foi menor do que 2 quando  $\frac{1}{2}$  volta da porca foi usada. Devido a este resultado adotou-se  $\frac{1}{3}$  de volta para parafusos cujo comprimento for menor do que 4 diâmetros.

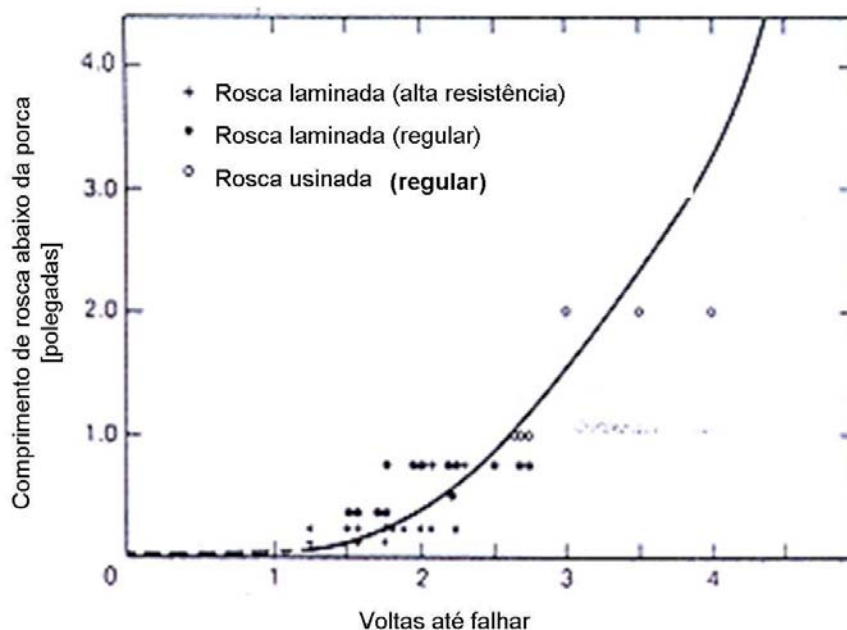


Figura 2.20 - Efeito do comprimento da porção roscada na capacidade de rotação de parafusos A325. *Kulak et al (1987)*.

A figura 2.21 apresenta curvas carga versus alongação para parafusos A325 com  $\frac{7}{8}$  polegadas de diâmetro e  $2\frac{1}{4}$  polegadas de comprimento. Alguns testes foram realizados com parafusos de baixa dureza e alguns com alta dureza, e com comprimentos de porção roscada

abaixo da porca de  $1\frac{1}{2}$  e  $2\frac{1}{2}$  polegadas. É claro que ambos parâmetros tem influência na ductilidade destes parafusos. Altas durezas significam altas resistências e reduzem a ductilidade. Devido a maior parte do alongamento do parafuso ocorrer na porção com filetes de rosca abaixo da porca, um aumento deste comprimento aumenta também a ductilidade. No entanto, pode ser notado que em todos os casos as especificações padrões requerem que 1/3 de volta além da condição de aperto confortável produza uma pré-carga maior do que o valor encontrado.

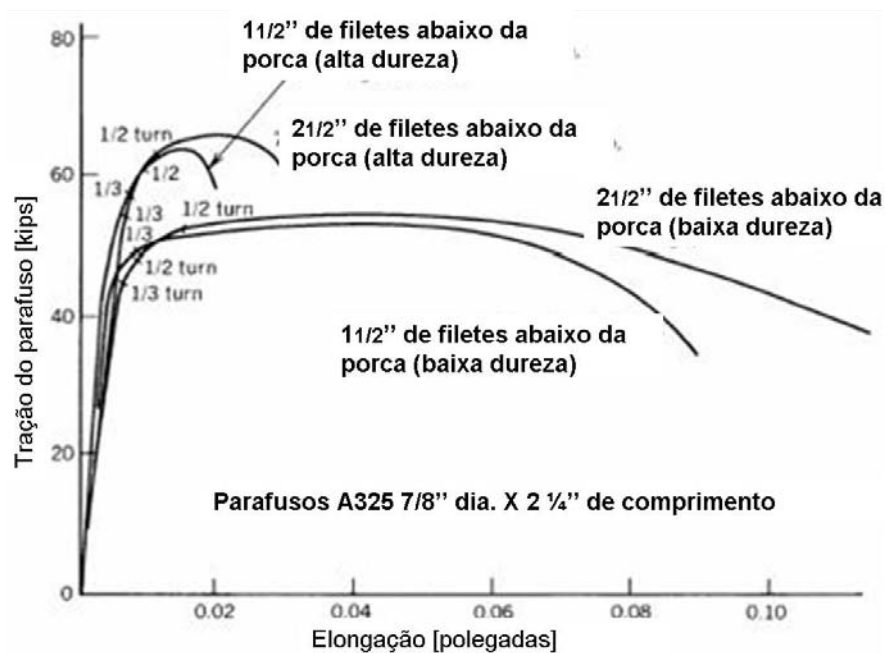


Figura 2.21 - Influência da dureza e comprimento da porção rosca em parafusos curtos A325.

*Kulak et al (1987).*

A figura 2.22 apresenta resultados de testes não publicados, segundo *Fisher (1984)*, em parafusos curtos A490 de grande robustez. Devido ao relativo grande comprimento da porção não rosca abaixo da porca, estes parafusos apresentaram razoável ductilidade para os casos de alta e baixa durezas. No entanto, pela mesma razão, 1/3 de volta além da condição de aperto confortável não foi suficiente para produzir a pré-carga especificada nos parafusos. Usuários de parafusos de elevada resistência e grandes diâmetros, especificamente A490, devem estar cientes de que as especificações da RCSC, segundo *Kulak*, para instalações de parafusos de curtos comprimentos talvez não produzam a referida pré-carga. Tais especificações permitem projetos alternativos para a instalação de parafusos padrões de elevada resistência pelo uso de arruelas indicadoras de carga. O mais comum indicador de tração direta usado é uma arruela especial com projeções arranjadas circunferencialmente em uma das faces. A abertura criada entre a

projeção e a superfície do material sendo comprimido será fechada enquanto que a pré-carga está introduzida no parafuso.

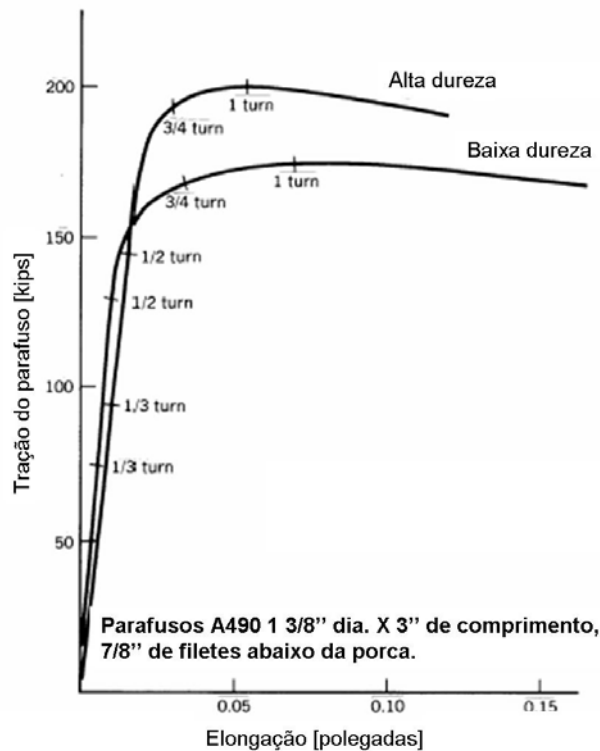


Figura 2.22 - Curva carga versus alongação para parafusos curtos A490. *Kulak et al (1987)*.

As especificações padrões requerem como alternativa de projeto de parafusos algum indicador de tração direta (pré-carga). O método de chaves calibradas é o método mais usado no Japão, segundo *Fisher (1979)*. Como alternativa, algumas instalações são feitas por um método que detecta o primeiro escoamento do filete do parafuso. Uma chave de torque com um monitor acoplado é usada para detectar o primeiro ponto de não linearidade da operação, e um aperto adicional é impedido. Desde que a mínima protensão está abaixo do ponto de escoamento, este método é satisfatório.

### 2.5.5 Forças na União Devido a Cargas Dinâmicas

Muitos estudos já foram realizados e estão bem consolidados quando tratamos de carregamentos estáticos. Parafusos de boa qualidade podem ser apertados dentro do regime plástico para desenvolver maior resistência. Alguns parafusos apertados produzem torção, os quais aumentam as tensões principais. No entanto, esta torção está aplicada apenas devido ao atrito entre cabeça do parafuso e porca, e uma vez que aliviado o torque ocorre a relaxação da maior parte ou completa componente de torção (Figura 2.23). Assim, como regra, se o parafuso

não falhar durante o torque, ele provavelmente não falhará, sob carregamentos estáticos [Shigley e Mischke, 2001].

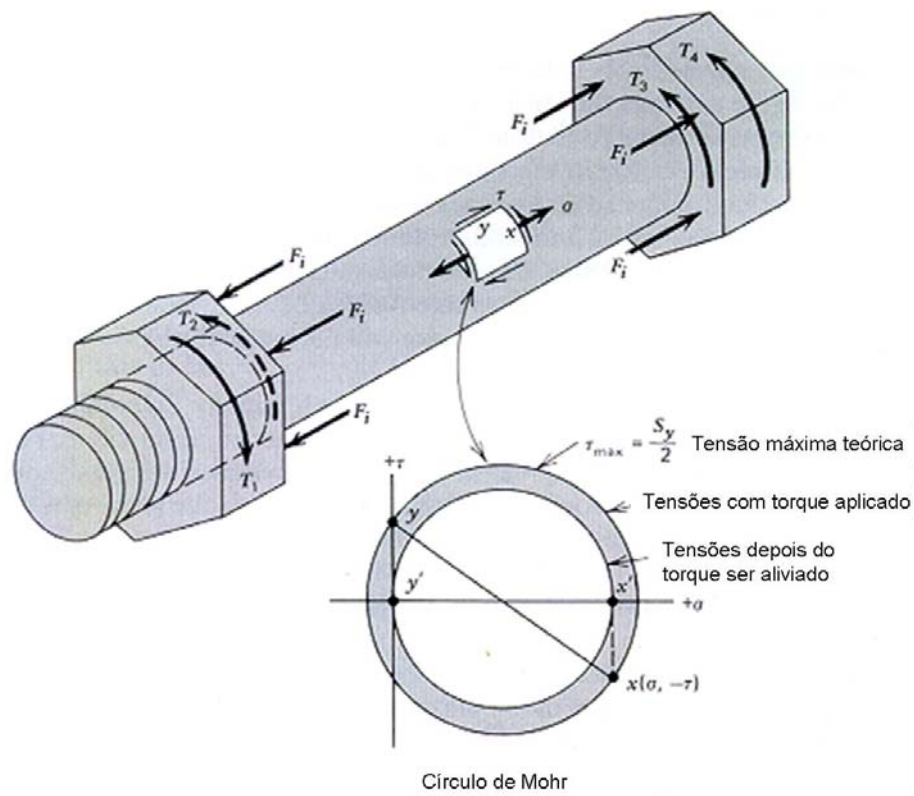


Figura 2.23 - Círculo de Mohr apresentando a relaxação da tensão após o torque ser cessado.

*Juvinall e Robert (1991).*

Contudo, uma chave de torque não é um bom indicador de pré-carga. Sempre que possível a alongação do parafuso deve ser usada, principalmente em carregamentos de fadiga. Em fato, se uma alta confiabilidade do projeto é requerido, então a pré-carga deve ser sempre determinada pela alongação do parafuso.

Em carregamentos cíclicos, devido à pré-carga de aperto inicial, os parafusos apresentam inerentemente uma elevada tensão média. Somado a isto, concentrações de tensões estão sempre presentes no fundo dos filetes. Valores aproximados são estimados para o fator de redução de resistência à fadiga  $K_f$  para parafusos padronizados ISO e SAE.

*Dragoni (1997)* relata em seu trabalho que a capacidade de carga de parafusos está relacionada com um simples parâmetro, representado pelo efeito de entalhe completo, o qual é dado como uma função da classe ou grade do aço, tamanho do parafuso e avanço. Um simples modelo teórico, considerando que as cargas alternadas de trabalho não excedam o limite de



fadiga, foi proposto por *Dragoni* para determinar o valor do fator de redução de resistência à fadiga completo  $K_f^*$ , incluindo os efeitos de entalhe  $K_f$  e variação de área, dado por:

$$K_f^* = \left( \frac{d}{d_r} \right)^2 [1 + q(K_t - 1)] \quad (14)$$

onde,

$d$  = diâmetro nominal do parafuso;

$d_r$  = diâmetro menor ou da raiz;

$q$  = fator sensibilidade ao entalhe;

$K_t$  = fator concentração de tensão.

*Dragoni* referencia *Sines* por apresentar o valor de sensibilidade ao entalhe  $q$  em função do raio do filete  $r = 0,144p$ , figura 2.24.

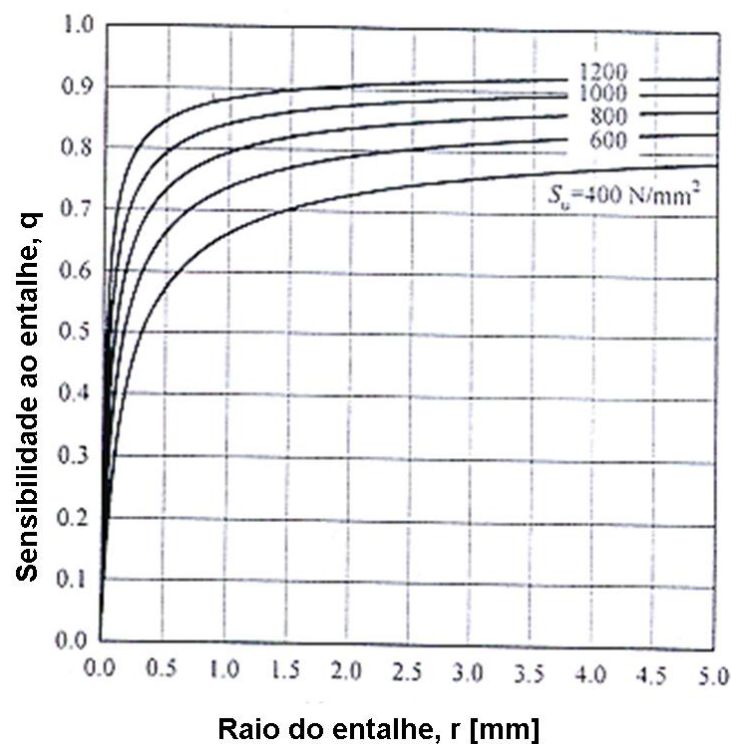


Figura 2.24 - Gráfico da sensibilidade ao entalhe para aços. *Dragoni (1997)*.

A figura 2.25 apresenta um diagrama com os valores de  $K_f^*$  em função do diâmetro e avanço de parafusos classe 8.8.

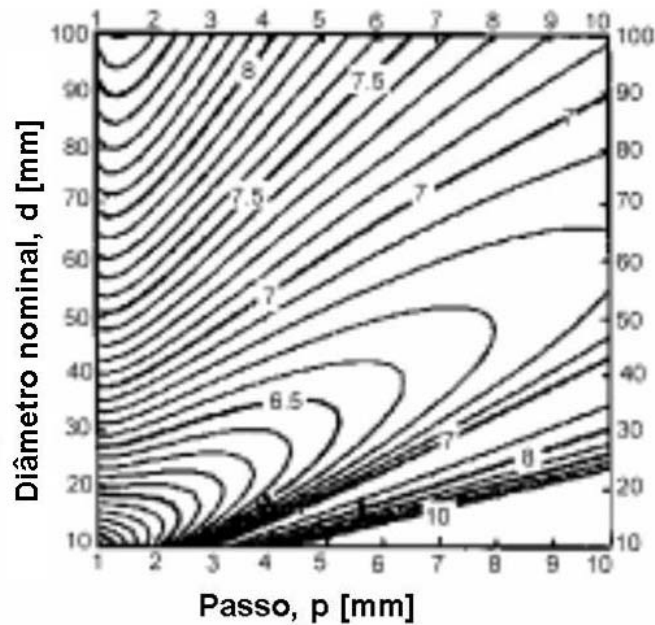


Figura 2.25 - Valores de  $K_f^*$  para parafusos classe 8.8. *Dragoni (1997)*.

*Dragoni* conclui em seu trabalho que em geral, a capacidade de cargas alternadas aumenta quando o avanço é diminuído em parafusos de classe baixa. Já em parafusos de classes mais elevadas, a capacidade de carga aumenta com avanços maiores.

*Habibi et al (2003)* avaliou o efeito do avanço na vida em fadiga de parafusos. Em comparação ao nosso trabalho, *Habibi* testou parafusos ISO M24 classe 5.8 passo fino e grosso, e concluiu que os de passo grosso apresentam maior resistência à fadiga, conforme figura 2.26.

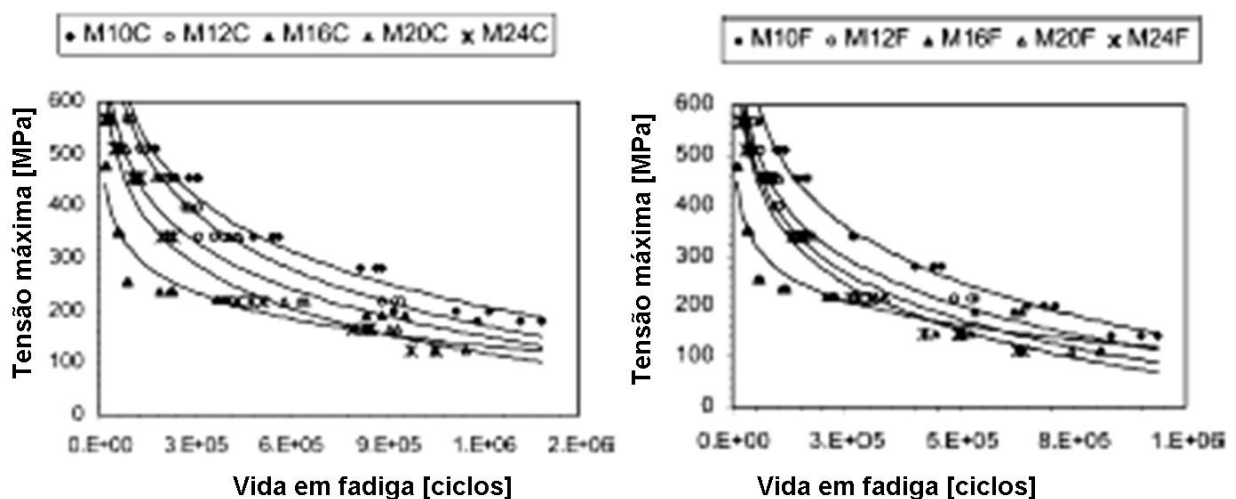


Figura 2.26 - Curvas S-N de parafusos ISO. À esquerda, parafusos de passo grosso, e à direita de passo fino. *Habibi et al (2003)*.

Os resultados dos M24, segundo *Habibi*, concordam com o modelo proposto por *Dragoni* o qual expõem que a capacidade de carga aumenta à medida que aumenta-se o passo em diâmetros na faixa de  $20 < d < 60$  mm. Isto é devido a diminuição da área na raiz, ou seja, com passo mais grosso, diminuindo o fator concentração de tensões  $K_t$ .

*Lehnhoff et al* (2000) estudaram a concentração de tensão no primeiro filete de rosca de parafusos, através de simulações numéricas. O resultado das análises efetuadas em parafusos M24 classe 10.9 apresentou um  $K_t$  de 5,22 no primeiro filete utilizando a equação proposta por *Shigley* para sensibilidade ao entalhe ( $q = (K_f - 1)/(K_t - 1)$ ).

O uso de roscas laminadas é o método predominante de formação da rosca, o qual apresenta valores mais baixos de  $K_f$  devido as tensões residuais presentes e trabalho à frio submetido.

*Eliezer et al* (2000) estudaram o efeito do processo de fabricação na vida em fadiga de parafusos M19 AISI 4340 de aeronaves. Foram testados parafusos roscas laminadas à frio e usinadas, com tratamento térmico antes e depois do processo de fabricação. Eles concluíram que a maior vida em fadiga foi para parafusos roletados depois do tratamento térmico, isto à temperatura ambiente. Já em temperaturas mais elevadas, acima de 300°C, *Kirby* (1995) concluiu em seus testes que diferentes processos de fabricação apresentaram pouca influência na resistência à tração e cisalhamento de parafusos M20 classe 8.8.

Quando o problema envolve tensões axiais em um entalhe do tipo de filetes de rosca, a tensão induzida pode ser expressa como:

$$\sigma = K_f \sigma_0 = K_f \frac{F}{A_t} \quad (15)$$

O fator  $K_f$  é aplicado para tensão nominal  $\sigma_0$  como  $K_f \sigma_0$  como um aumento da tensão (preferido porque em situações de tensões combinadas o valor de  $K_f$  é diferente para cada componente) ou como um fator de redução de tensão  $K_e = 1/K_f$  (não preferido mas usado ocasionalmente quando apenas uma componente de tensão existe). Ambas  $K_f$  e  $K_e$  são distribuídos logaritmicamente com o mesmo coeficiente de variação. Quando  $\sigma_0$  é quebrado em uma componente de amplitude  $\sigma_{a0}$  junto com uma componente  $\sigma_{m0}$ ,  $K_f$  é aplicado para ambas enquanto não ocorra escoamento no entalhe.

Se temos material dúctil em fadiga com adequado comportamento elasto-plástico, com o material apresentando deformação plástica localizada, conforme *Shigley*, o modelo de *Dowling*, pode estimar o valor de  $K_{fm}$  da seguinte forma

$$\begin{aligned}
 K_{fm} &= K_f & K_f |\sigma_{\max,0}| &\leq S_y \\
 K_{fm} &= \frac{S_y - K_f \sigma_{a0}}{|\sigma_{m0}|} & K_f |\sigma_{\max,0}| &\geq S_y \\
 K_{fm} &= 0 & K_f |\sigma_{\max,0} - \sigma_{\min,0}| &\geq 2S_y
 \end{aligned} \tag{16}$$

No caso de parafusos em fadiga nós temos materiais com curvas  $\sigma\epsilon$  as quais apresentam uma ruptura monotônica sem ponto de escoamento definido, requerendo um ajuste e o modelo de *Dowling* não se aplica. A nucleação e propagação de trincas de fadiga advêm da atual intensidade de tensão, então  $K_f \sigma_{a0}$  é  $\sigma_a$ . A raiz do filete é agudo e a tensão no plano cíclico é nominal exceto para pequenas deformações plásticas no primeiro ciclo se a tensão é alta o suficiente no filete.

Portanto, nós usaremos a tensão nominal nas equações para descrever as expressões para parafusos. Então, considerando  $C$  uma constante expressa da seguinte forma:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \tag{17}$$

podemos escrever as expressões para parafusos seguindo a equação 3 da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 \sigma_a &= \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = \frac{CP}{2A_t} \\
 \sigma_m &= \frac{1}{2}(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t}
 \end{aligned} \tag{18}$$

## 2.6 Reuso de Parafusos de Elevada Resistência

Partindo de que o método do giro provavelmente induz uma tração no parafuso que excede o limite elástico da porção com filetes de rosca, apertos repetidos em parafusos de alta resistência talvez sejam indesejados. Testes foram examinados por *Fisher* (1963 e 1966), segundo *Kulak* (1987), visando avaliar o comportamento de parafusos A325 depois de apertados por 1/2 volta, afrouxados, e então re-apertados. O resultado de um dos testes está apresentado na

figura 2.27. É evidenciado que cumulativas deformações plásticas causam uma diminuição na capacidade de deformação do parafuso depois de cada sucessiva  $\frac{1}{2}$  volta aplicada. No entanto, parafusos A325 podem ser re-usados uma ou duas vezes, fornecendo apropriado controle no número de re-usos estabelecidos.

Parafusos de alta resistência na condição de “como recebido” apresentam uma fina camada residual de óleo proveniente do processo de fabricação. Esta camada não é prejudicial, e ela não deve ser removida. Parafusos A325 na condição de “como recebido” apresentam geralmente adequada capacidade de rotação da porca para um limitado re-uso. Re-usos de camadas lubrificantes em parafusos A325 não é recomendado. Testes tem indicado que a capacidade de rotação da porca é geralmente reduzida por fornecer um revestimento.

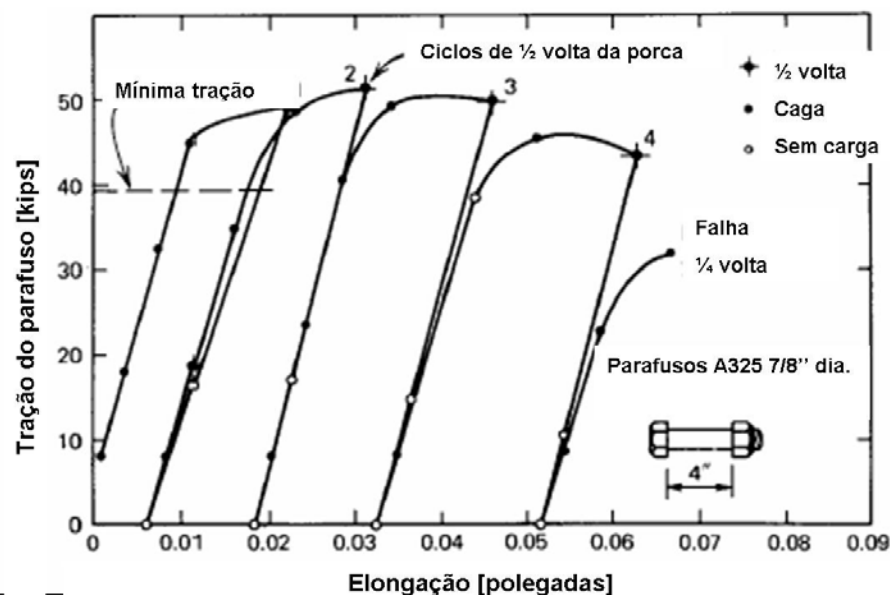


Figura 2.27 - Repetidas instalações de parafusos A325. *Kulak et al (1987)*.

A figura 2.28 apresenta típico resultado de um lote de parafusos A490 instalados repetitivamente na condição de “como recebido”. É observado que a mínima pré-carga requerida foi obtida somente durante os dois primeiros ciclos. Ciclos subseqüentes apresentaram uma diminuição da protensão. O comportamento de parafusos A490 sob apertos repetidos são mais críticos do que parafusos A325. Conseqüentemente, o re-uso de parafusos A490 não é recomendado.

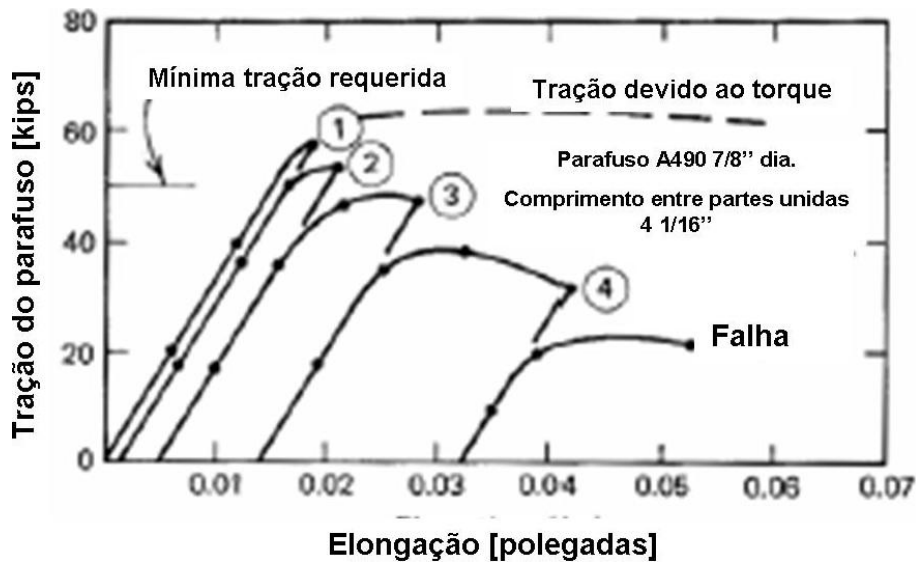


Figura 2.285- Repetidas instalações de parafusos A490. *Kulak et al (1987)*.

O uso de parafusos e porcas galvanizadas apresentam adequada protensão quando devidamente lubrificadas, segundo *Brookhart e Munse (1967, 1968 e 1971)*, referenciados por *Kulak*. A camada de zinco na superfície do parafuso não afeta as propriedades de resistência estática, mas reduz em parte sua ductilidade. O problema observado foi a alta tendência de falha por espanamento da rosca em parafusos galvanizados de alta resistência em testes de tração sob torque. Embora a galvanização forneça excelente proteção à corrosão de parafusos, talvez aumente também a susceptibilidade de corrosão sob tensão e trincas induzidas por hidrogênio. Tais considerações foram aplicadas especialmente em parafusos A490. Portanto, foi concluído que parafusos A490 galvanizados não devem ser usados em estruturas.

## 2.7 Melhoramentos Sob o Ponto de Vista de Fadiga às Conexões

A porca quando em contato com as partes a serem unidas apresenta uma compressão de contato quando aplicada a carga externa  $P$ . Tal compressão entre os filetes da porca e parafuso está geralmente presente nos três primeiros filetes, numerados 1, 2 e 3 na figura 2.29. A tensão de compressão direta é calculada em função da área projetada de cada filete, da seguinte forma:

$$\sigma = \frac{4P}{\pi(d^2 - d_i^2)} \frac{p}{t} \quad (19)$$

A equação 19 apresenta uma média dos valores de compressão direta. A tensão não é distribuída uniformemente devido à soma de fatores como flexão sofrida pelos filetes e variações de geometria ocorridas no processo de fabricação. O estudo da figura 2.29 revela a maior porção

de carga sendo transferida ao filete número 1. Da mesma forma, a aplicação da carga externa causa uma tração no parafuso e uma compressão na porca, resultando em uma deflexão que aumenta levemente o passo do parafuso e diminui o passo da porca. Assim tendendo ao alívio da compressão dos filetes 2 e 3.

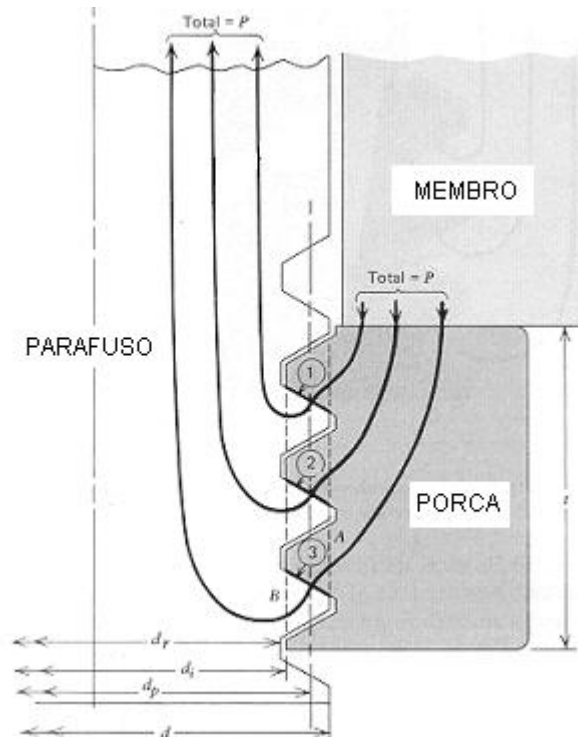


Figura 2.29 - Representação da distribuição de carga nos filetes de rosca. *Juvinall e Robert (1991).*

O problema de subestimar esta tendência, e obter uma melhor distribuição de carga ao longo dos filetes em contato, é de extrema importância quando tratamos de carregamentos de fadiga. Este problema ainda é um contínuo desafio para os engenheiros no projeto e desenvolvimento de uniões parafusadas.

Uma melhoria pode ser a construção de uma porca com material mais macio do que o parafuso fazendo com que a deflexão do primeiro filete transfira mais cargas para os outros filetes. Para isto talvez requeira aumento do número de filetes em contato para manter adequada resistência.

Outra forma, é a fabricação dos filetes da porca com passo ligeiramente maior do que do parafuso, de modo que dois passos sejam teoricamente iguais depois da carga ser aplicada.

Obviamente, tal procedimento deve ter precisão na fabricação para que a porca e parafuso sejam unidos perfeitamente.

O material da porca e do parafuso devem apresentar mesma resistência ao cisalhamento para que não ocorra o espanamento dos filetes da porca ou do parafuso se um ou outro apresenta maior resistência. É importante também determinar a espessura (comprimento) da porca necessária para fornecer um balanço entre a resistência do parafuso e a resistência ao espanamento dos filetes. Assim, considerando ambas, porca e parafuso de mesmo material, a mínima espessura necessária da porca para fornecer tal equilíbrio é aproximadamente:

$$t_p = 0,47d \quad , \text{ onde } d \text{ é o diâmetro nominal do parafuso.} \quad (20)$$

Modificações no projeto da porca, como apresentado na figura 2.30, também melhoram a distribuição de cargas nos filetes. Neste caso, as cargas na porca colocam a região do topo dos filetes em tração, assim causando mudanças elásticas no passo que aproximadamente são compatíveis as mudanças no passo do parafuso. Tais porcas especiais são de elevado custo de fabricação e devem ser usadas somente em aplicações críticas envolvendo carregamentos dinâmicos.

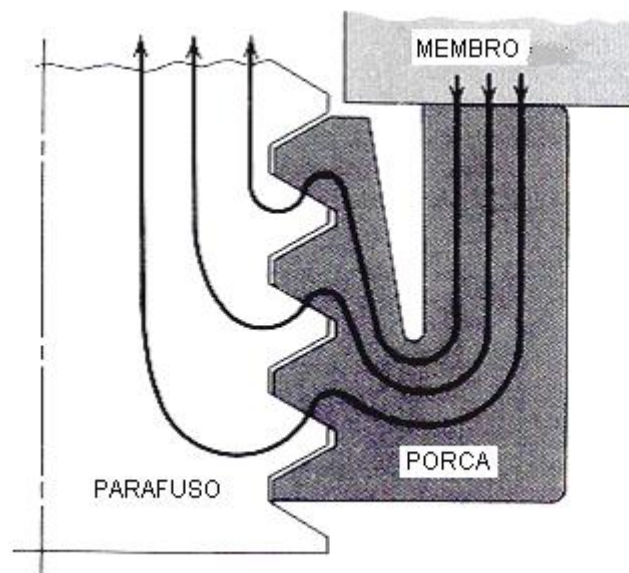


Figura 2.30 - Modificação do projeto da porca para melhorar a distribuição de cargas nos filetes.

*Juvinall e Robert (1991).*

Modificações na rigidez podem diminuir a porção de carga externa que aumenta a tensão no parafuso. O aumento de  $K_m$  usando materiais com altos módulos de elasticidade e



aumentando a área e espessura das placas em compressão (cone de revolução) fornecem melhorias às uniões. Por outro lado, a diminuição de  $K_b$  por assegurar a devida pré-carga com parafusos mais curtos de alta resistência, também fornece melhorias. Outra forma de reduzir  $K_b$  é pela redução da área da secção lisa do parafuso, fazendo com que aumente a capacidade de absorção de energia, conforme primeiro caso da figura 2.31.

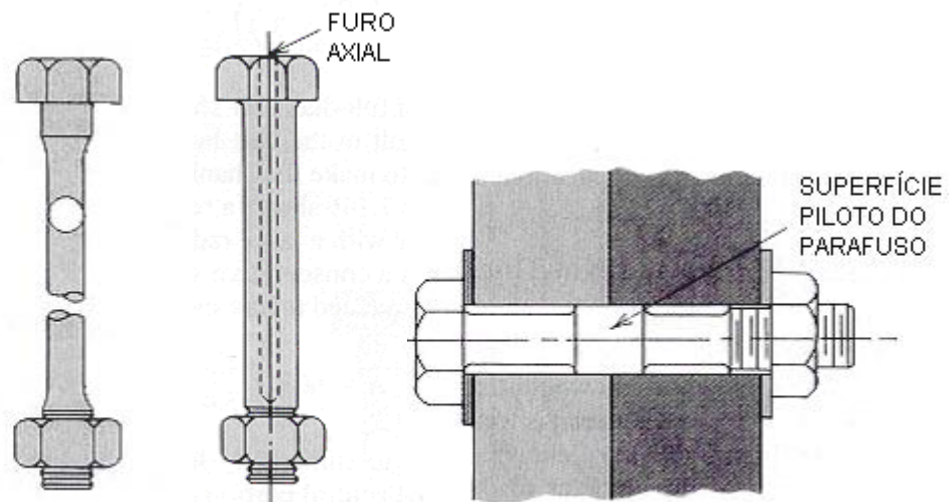


Figura 2.31 - Modificações no projeto do parafuso para melhor absorção de energia. *Juvinall e Robert (1991)*.

O segundo caso da figura 2.31 apresenta a forma mais custosa de remoção do excesso de material da secção lisa, porém este método mantém toda a resistência original à torção e flexão do parafuso. O terceiro caso da figura 2.31, a superfície do diâmetro completo piloto está deslocado para o centro da região de secção lisa, em virtude de oferecer o alinhamento dos dois membros comprimidos. A redução do módulo de elasticidade do parafuso também ajuda.

Atualmente, a chave para o sucesso dos modernos projetos de fixadores para situações críticas de fadiga é a aplicação da máxima protensão de aperto, isto é, usando parafusos de alta resistência mecânica apertados em sua quase completa carga de prova. O aumento da protensão frequentemente aumenta a rigidez dos membros em compressão, reduzindo a flutuação de tensão no parafuso. Oferece maior segurança quanto à separação da junta e aumenta a resistência ao afrouxamento do parafuso. O torque aplicado para desenvolver determinada protensão, é quase que todo consumido pelos efeitos de atrito, como discutido anteriormente. Desta forma, o projeto de uma união fica comprometido esperando-se que especificando o torque de aperto o conjunto desenvolverá a pré-carga esperada. No entanto, nós podemos minimizar o efeito do atrito pelo

uso de lubrificantes que tem apresentado bons resultados. Entre os diversos lubrificantes podemos usar graxas, gordura de frango, óleos, maionese, grafite, teflon, plásticos e fórmulas encapsuladas que se esmagam e liquefazem sob pressão.

### **3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL**

O desenvolvimento deste trabalho surgiu da necessidade da indústria em otimizar falhas prematuras por fadiga em parafusos prisioneiros fixadores do cilindro de um pré-compressor. Para tal, muitas etapas foram avaliadas no decorrer do trabalho, a fim de encontrar novas soluções para o problema, objetivando redução de tempo e custo.

A metodologia proposta para analisar o presente estudo de caso foi desenvolvida inicialmente na própria indústria. Na segunda etapa proposta, procurou-se realizar testes nos prisioneiros em laboratório.

Os primeiros procedimentos efetuados na indústria foi a análise de falha do componente em serviço. Assim, descartando novos procedimentos inúteis se constatada a ocorrência de uma falha de fácil reparo. Conforme análises realizadas na secção 4.1.1, são evidenciados micromecanismos de falha, os quais foram sugeridas melhorias, porém não contendo informações suficientes para solucionar o problema.

Ainda na indústria, em virtude de suspeitas de que elevados picos de tensões estejam sendo aplicadas em campo, análises com extensômetros de resistência elétrica foram realizadas com o equipamento em condições de serviço e serão apresentadas nas secções seguintes.

Em uma segunda etapa foi desenvolvido um procedimento de ensaios dos prisioneiros em laboratório. Inicialmente foram realizados testes de fadiga em parafusos de diferentes processos de fabricação. Por fim, foi dada continuidade dos ensaios em laboratório visando agora a variação do torque de aperto no estudo da vida em fadiga da união.

O diagrama da figura 3.1 auxilia a visualizar a metodologia proposta para este trabalho.

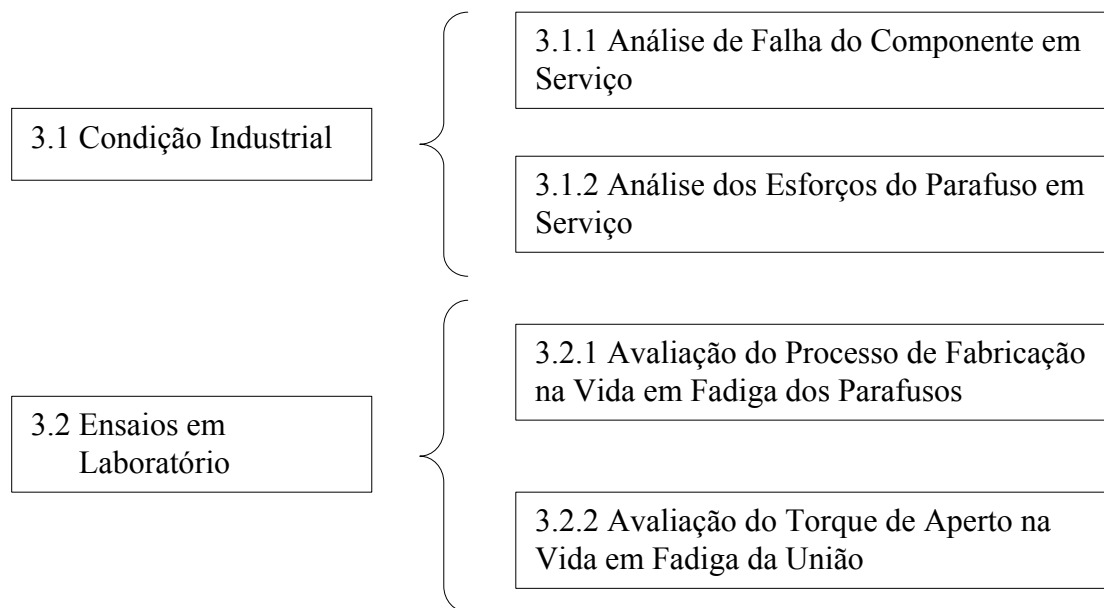


Figura 3.1- Diagrama representando a metodologia proposta para o estudo do trabalho.

### 3.1 Condição Industrial

#### 3.1.1 Análise de Falha do Componente em Serviço

Dois parafusos fraturados em serviço foram analisados. O primeiro parafuso analisado foi um prisioneiro curto original do fabricante do compressor. O prisioneiro apresentava uma trinca já em estado de propagação. O segundo parafuso analisado foi um prisioneiro longo com rosca laminada, com fratura completa da secção resistente.

Neste estudo de falha, foram realizadas análise da superfície de fratura, análise química e análise metalográfica. O estudo da superfície de fratura consistiu em documentação fotográfica, identificação dos pontos de início da falha e estudo dos mecanismos de fratura. Para a análise química foi retirada uma amostra dos prisioneiros, e analisada em espectrômetro de emissão óptica da marca Spectro. A análise microestrutural foi realizada de acordo com o procedimento metalográfico padrão consistindo em corte de uma seção transversal à região de início de fratura, embutimento, lixamento, polimento, ataque químico e documentação fotográfica.

#### 3.1.2 Análise dos Esforços do Parafuso em Serviço

Foram feitas avaliações do nível de tensões alcançado durante a aplicação do torque nos parafusos e durante a solicitação quando em serviço. A instrumentação dos parafusos com *strain gauges* foi feita durante paradas programadas para manutenção.

Na primeira fase desta etapa, foi monitorada a deformação trativa ( $\epsilon$ ) dos parafusos durante aplicação do torque. Posteriormente foi realizado o monitoramento da variação da deformação ( $\Delta\epsilon$ ) nos parafusos com o compressor em serviço.

Na segunda fase do trabalho foi avaliada a possibilidade de ocorrência de esforços de flexão nos parafusos durante a aplicação do torque.

Em uma terceira fase, procurou-se medir as solicitações durante a partida da planta, visando avaliar picos de tensões durante o acionamento do pré-compressor.

Sendo assim, obteve-se o histórico de deformação desde o aperto até a plena operação.

Foi feito o monitoramento das deformações em quatro parafusos (2, 7, 15 e 16), conforme figura 3.2. Os parafusos são numerados de 1 à 16 no sentido horário. Os pontos 2, 15 e 16 localizam-se na porção superior da câmara de compressão e foram apontados como sendo os mais susceptíveis a ocorrência de falhas. Para efeito comparativo foi escolhido, também, o ponto 7 localizado na posição inferior da câmara.



Figura 3.2- Ilustração do conjunto carcaça/corrediça do pré-compressor representando a numeração escolhida para identificação dos parafusos.

A instrumentação foi feita com *strain gauges* uniaxiais colados no corpo dos parafusos e orientados na direção longitudinal. Os extensômetros utilizados são da marca Kyowa, tipo KFG-

2-120-C1-11, com 2mm de comprimento de grade. A sua resistência é de  $120\Omega \pm 0,67\%$  e *gage factor*  $2,09 \pm 1\%$  de erro. Foi feito um furo na parede das buchas para permitir a instrumentação dos parafusos. A figura 3.3 mostra a instrumentação em detalhe.

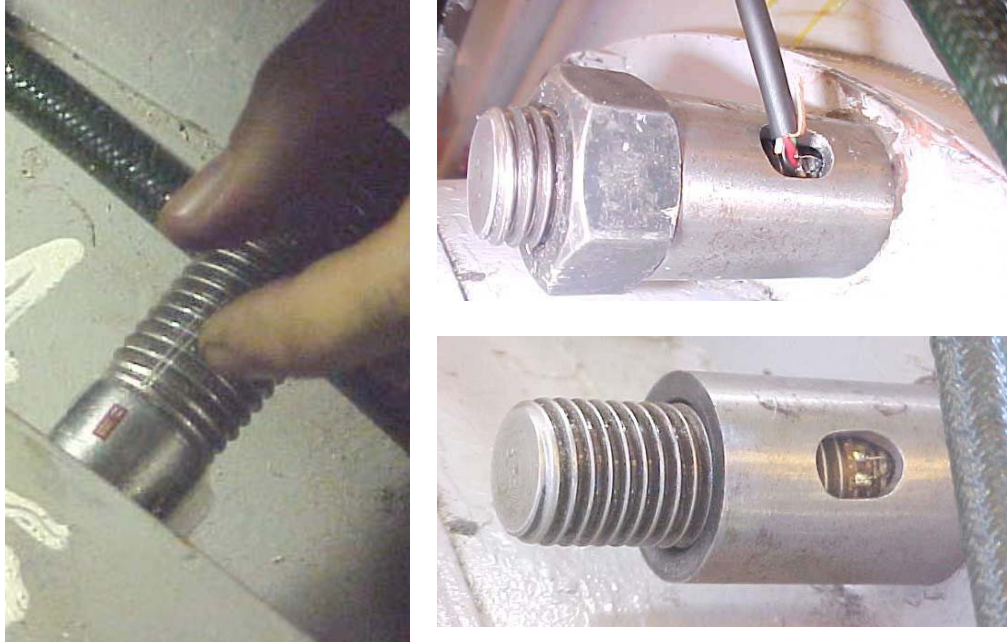


Figura 3.3- Detalhe da instrumentação dos parafusos. Os extensômetros foram colados na haste dos prisioneiros, logo abaixo da região dos filetes.

Para a aquisição dos dados utilizou-se um condicionador de sinais *Spider 8* da HBM, um microcomputador *laptop* e o *software Catman 4.0*, conforme mostrado na figura 3.4. O equipamento de medida *Spider 8* fornece  $\pm 1\%$  de erro de medida.

Os erros acumulados do extensômetro e equipamentos de medida somam  $\pm 1,53\%$  de erro de medição de deformação.



Figura 3.4- Sistema de medição utilizado.

Foi avaliada a possibilidade de ocorrência de esforços de flexão nos parafusos durante a aplicação do torque. Para tanto, durante um novo período de parada do compressor, dois parafusos (2 e 16) foram instrumentados com três *strain gauges*, separados de aproximadamente  $120^\circ$  entre si ao longo da sua circunferência. Para tal, foi fabricada uma bucha extensora com mesmo comprimento da bucha original, porém com maior espessura de parede devido às três aberturas realizadas no centro da peça, que poderiam levar o componente à falha. O material utilizado para fabricação das buchas foi AISI 4340 temperado e revenido com dureza de 35 HRc. A figura 3.5 mostra um desenho esquemático da instrumentação dos parafusos e a identificação dos *strain gauges*. Como num caso de tração pura a deformação deveria ser a mesma em todos os pontos na circunferência de um mesmo parafuso, valores muito diferentes sugerem a ocorrência de flexão.

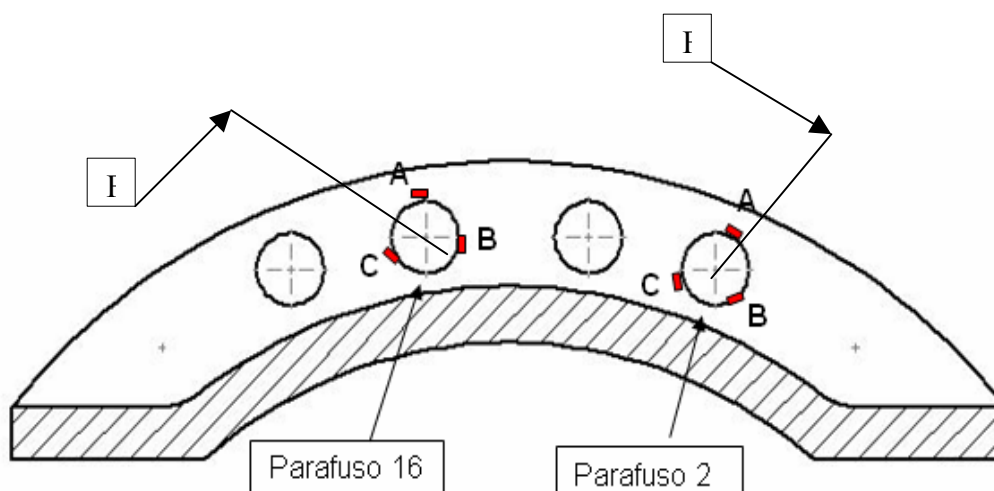


Figura 3.5- Desenho esquemático mostrando o posicionamento dos *strain gauges* nos parafusos 2 e 16.

Avaliaram-se as tensões atuantes durante a partida da planta, visando constatar a possibilidade de ocorrer um elevado pico de tensão no acionamento do compressor, já que o primeiro estágio P1 é o que recebe diretamente a pré-compressão logo que acionada a rotação do motor.

## 3.2 Ensaios em Laboratório

### 3.2.1 Avaliação do Processo de Fabricação na Vida em Fadiga dos Parafusos

Na tentativa de aumentar a vida útil dos prisioneiros, foram projetados novos parafusos de classes e processos de fabricação diferentes. O teste proposto identificará qual tipo de parafuso terá melhor desempenho.

Para a realização dos testes foram utilizados um atuador hidráulico da marca MTS (modelo N° 244.31) com capacidade para 250kN, uma célula de carga com capacidade de 250kN e um dispositivo projetado e construído especificamente para este teste, de acordo com a ilustração da figura 3.6.



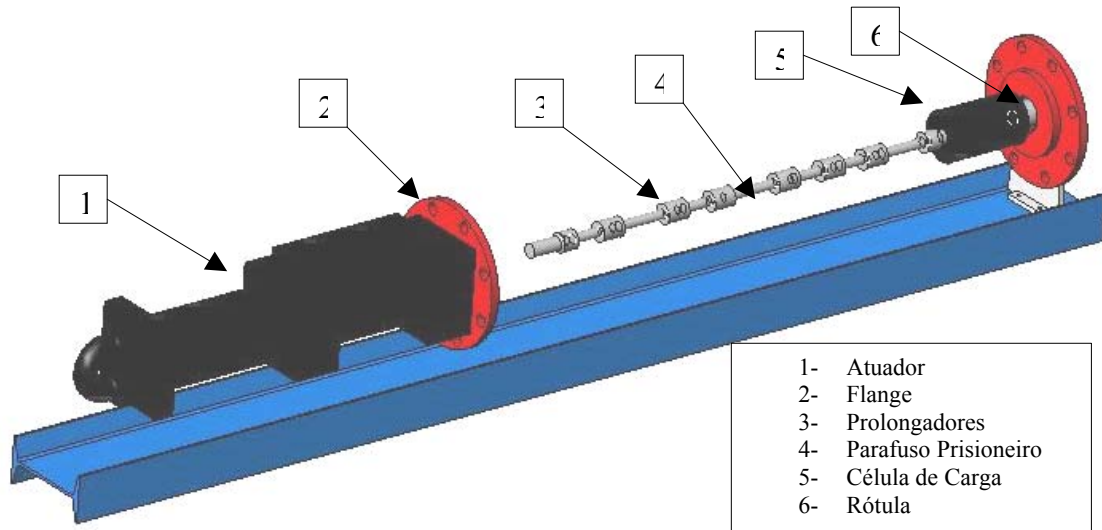


Figura 3.6- Esquema de montagem do dispositivo para ensaio de fadiga.

O sistema utiliza um tubo apoiado em flanges acoplado ao atuador como estrutura para sustentar a reação de tração nos parafusos, o qual não está apresentado na figura. Na extremidade posterior ao atuador, está localizada a célula de carga, a qual está montada no eixo axial do conjunto através de uma rótula, posicionada posteriormente ao flange. Todo o conjunto está sustentado por um perfil I posicionado horizontalmente.

Para diminuir o tempo de teste, os parafusos foram montados em série de forma que todas as amostras iniciassem o teste no mesmo momento e à medida que fossem rompendo eram retirados do teste e substituídos por prolongadores. Deste modo o parafuso mais resistente permanece por último no sistema sem a necessidade de se reiniciar o teste para cada nova amostra. Isto encurtou o tempo de teste de um estimado de 40 horas para pouco mais de 7 horas. O tempo de montagem e preparação permanece o mesmo.

### 3.2.1.1 Parâmetros de Teste

Para a seqüência de testes foram utilizados os seguintes parâmetros:

- Freqüência = 4Hz;
- Carregamento senoidal com carga máxima de 150kN e razão de carregamentos  $R=0,1$ . O que significa  $F_{\max} = 150\text{kN}$ ,  $F_{\text{med}} = 82,5\text{kN}$  e  $F_{\min} = 15\text{kN}$ .

A carga escolhida para o ensaio foi selecionada em função do limite de resistência de parafusos classe 8.8 encontradas em tabelas padrões para parafusos. O parâmetro utilizado foi usar uma carga de aproximadamente 50% do limite de resistência desta classe de parafusos.

O fato do teste estar sendo realizado com razão de carregamento  $R=0,1$  implica numa grande amplitude de carregamento, como foi descrito acima e, conseqüentemente uma condição mais severa acelerando o processo de fadiga.

A frequência é um parâmetro que depende das condições de ensaio, não podendo ser selecionado na maioria das vezes. A frequência depende da rigidez do sistema sendo ensaiado, da capacidade de vazão da bomba que alimenta o atuador e principalmente da vazão da servo-válvula ligada ao atuador. No caso do nosso sistema, a vazão da bomba é constante e tem capacidade para alimentar três ou mais atuadores. Cada atuador possui sua própria servo-válvula, que tem vazão consideravelmente menor que a bomba. Portanto, se o sistema é rígido o suficiente e as cargas são baixas, o deslocamento do pistão é pequeno, e maiores frequências são adquiridas desta forma. O compressor em estudo transmite uma rotação de 450rpm ao sistema biela/manivela, o que equivale á aproximadamente 7,5Hz.

### 3.2.1.2 Identificação das Amostras

Os parafusos foram identificados de acordo com a tabela abaixo:

Tabela 2- Identificação das amostras testadas.

Parafusos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Classe	<b>8.8</b>	<b>10.9</b>	<b>8.8</b>	<b>8.8</b>	<b>8.8</b>	<b>8.8</b>	<b>8.8</b>	<b>8.8</b>	<b>8.8</b>	<b>8.8</b>	<b>8.8</b>
Usinado/Laminado	<b>U</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>
Shot Peening			<b>X</b>		<b>X</b>		<b>X</b>		<b>X</b>		<b>X</b>
Curto/Longo	<b>C</b>	<b>C</b>	<b>L</b>	<b>C</b>	<b>C</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>L</b>	<b>C</b>	<b>C</b>

Deste grupo, somente o número 1 é original do fabricante do compressor. Os demais foram projetados e fabricados pela indústria na tentativa de aumentar sua durabilidade.

### 3.2.2 Avaliação do Torque de Aperto na Vida em Fadiga da União

Muitos estudos realizados e referenciados neste trabalho identificam a importância de uma adequada protensão de aperto introduzida à união para oferecer uma vida em fadiga satisfatória.

O objetivo destes ensaios agora é a reprodução de um dispositivo que trace as características mais próximas do compressor, de forma que as dimensões e materiais sejam semelhantes as da união.

Os parafusos seleccionados para os ensaios são prisioneiros M24x3 classe 8.8 rosca laminada referenciados neste trabalho como curtos e longos. As devidas dimensões dos prisioneiros curtos e longos estão apresentadas na figura 3.7. O parafuso foi seleccionado com base nos ensaios prévios anteriores. A porca utilizada para os ensaios foi ISO M24x3 classe 8 com altura 19mm.

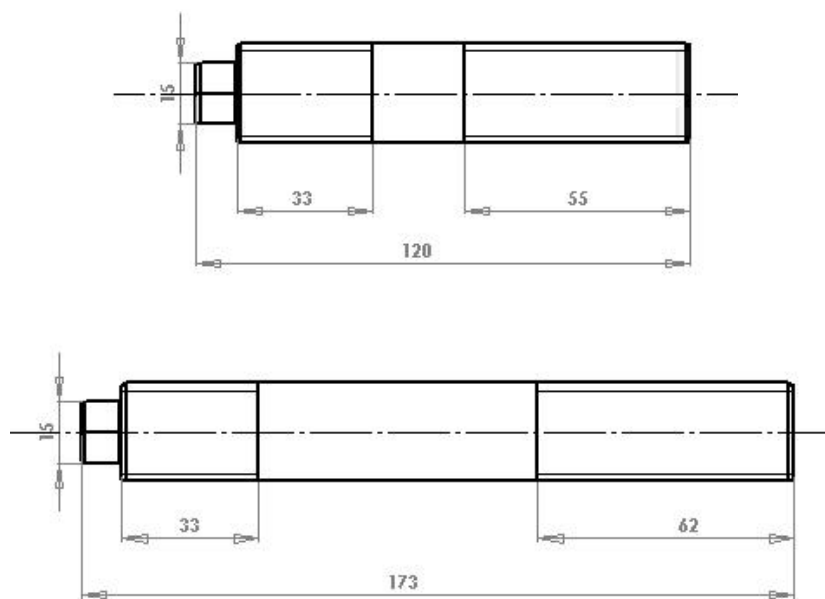


Figura 3.7- Dimensões dos parafusos seleccionados para os ensaios de fadiga.

### 3.2.2.1 O Dispositivo

O dispositivo foi desenvolvido com o objetivo de ensaiar o componente de forma que tenha as características mais próximas possíveis da união parafusada em serviço. Assim, procurou-se seguir rigorosamente as dimensões do flange e carcaça do compressor, assim como materiais de fabricação dos mesmos. Tal procedimento foi adotado em virtude de que o torque de aperto é dependente da relativa rigidez envolvida entre os membros. Portanto, o material e a espessura dos membros, que são os fatores principais na determinação da elasticidade do sistema, foram considerados na fabricação dos dispositivos.

O dispositivo o qual é conectado diretamente ao atuador é utilizado como suporte para prender o conjunto aparafusado e aplicar as cargas do ensaio. Por receber diretamente as cargas,

preferiu-se fabricar tal dispositivo em aço AISI 4340 temperado e revenido para dureza de 40HRc, em virtude deste material apresentar microestrutura favorável quanto as propriedades de fadiga. O dispositivo está ilustrado na figura 3.8. As dimensões deste dispositivo foram adaptadas também à estrutura do atuador de 250kN, utilizado para a avaliação do processo de fabricação, ilustrado na figura 3.9.

Os parafusos, quando em serviço, são conectados com o lado prisioneiro preso na carcaça do compressor, o qual tem 33 mm de espessura e é confeccionado em aço. Portanto, foi dimensionado um dispositivo de base ao ensaio que contenha 33 mm de comprimento do furo em um componente de diâmetro igual ao diâmetro maior do cone de rigidez, utilizando 30° do ângulo do cone, conforme discussões realizadas na revisão bibliográfica. Na outra extremidade do dispositivo base foi usinado um furo com rosca M36x2, o qual é conectado à célula de carga através de uma barra roscada. A rosca M36 foi realizada com comprimento até o final a inserção da rosca M24 do parafuso, formando um furo passante, e desta forma, após a ruptura do prisioneiro, facilita sua remoção através do sextavado para realização de novos ensaios. O sextavado, posicionado na extremidade prisioneira, já foi pensado com o objetivo de facilitar a desmontagem quando ocorrências de falha em serviço. O material utilizado foi AISI 4340 e o dispositivo base está ilustrado na figura 3.10.

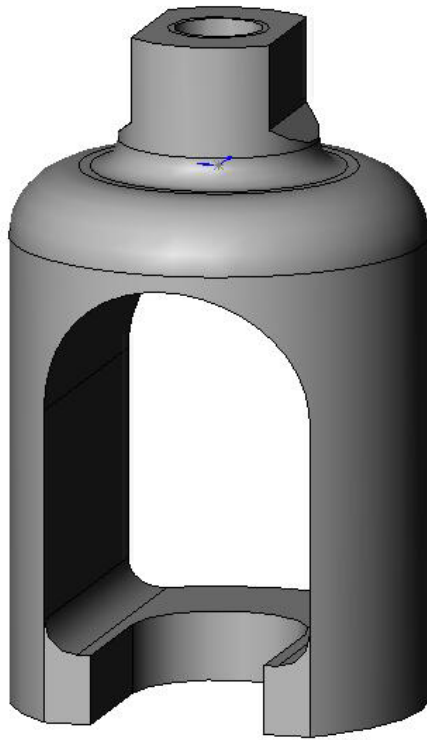


Figura 3.8- Ilustração do dispositivo suporte para ensaio de fadiga no atuador de 250kN.

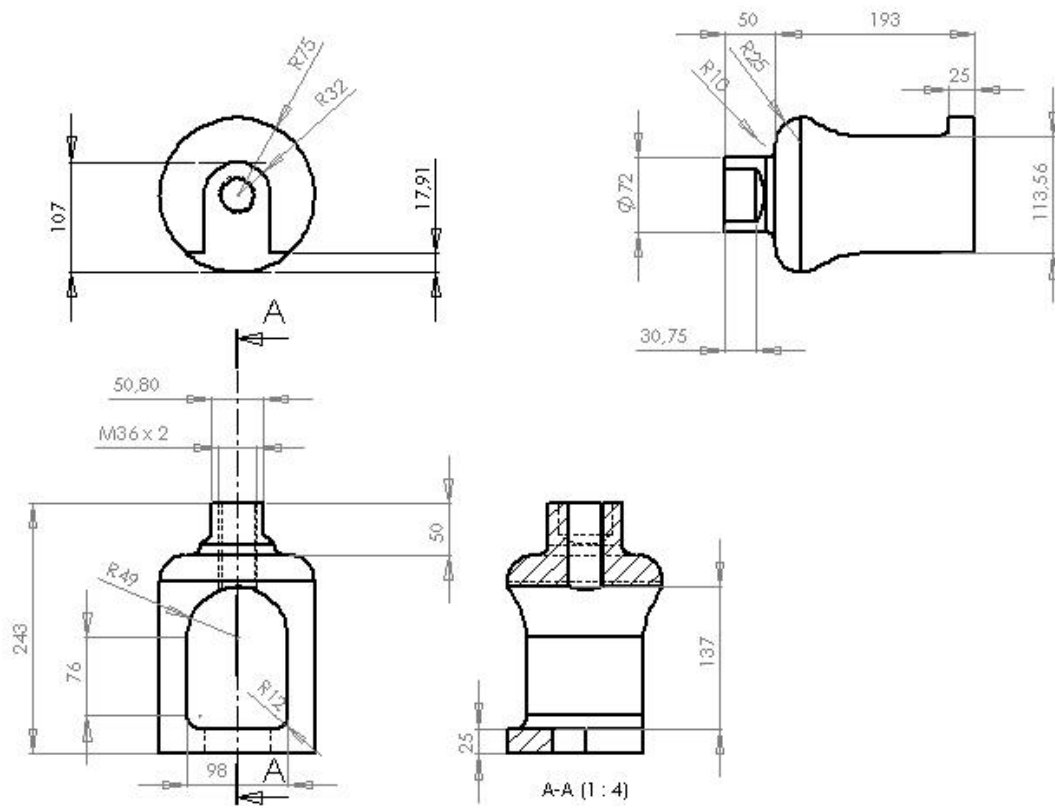


Figura 3.9- Dimensões do dispositivo suporte para ensaio de fadiga.

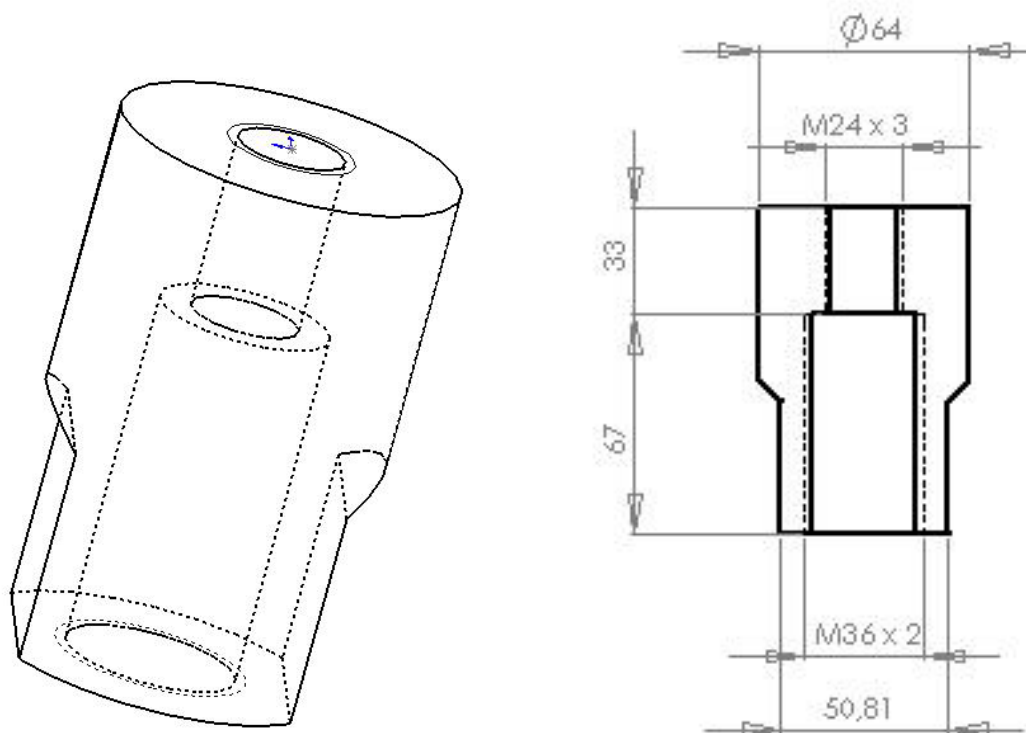


Figura 3.10- Ilustração do dispositivo base onde é inserido o prisioneiro com as devidas dimensões para o atuador de 250kN.

A estrutura intermediária que atua como membro em compressão após o torque ser aplicado é a corrediça do compressor. A corrediça onde apóia o pistão do 1º estágio foi fabricado em ferro fundido cinzento DIN GG25, e possui uma espessura do flange de 50mm. Portanto, projetou-se uma bucha de ferro fundido cinzento GG25 com 50mm de espessura. As dimensões laterais garantem uma área maior do que o cone de rigidez com um ângulo de revolução de 30°. A bucha em ferro fundido possui pequenas aberturas para a realização da instrumentação dos prisioneiros com *strain gauges*. A figura 3.11 ilustra a bucha de ferro fundido.

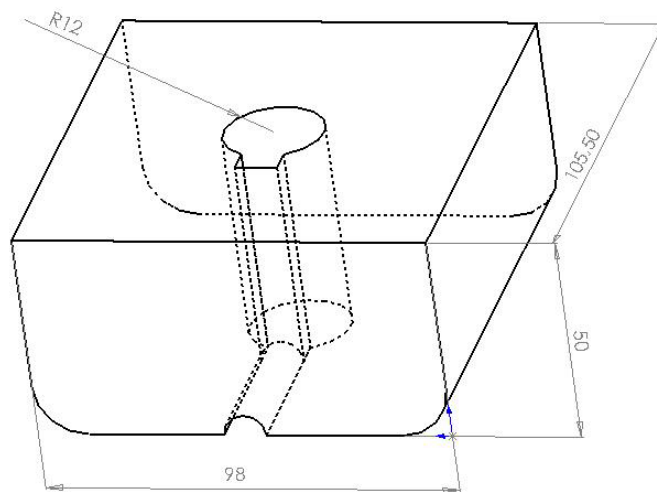


Figura 3.11- Ilustração da bucha de ferro fundido com detalhe das dimensões e aberturas para instrumentação dos prisioneiros.

Para melhor visualização do dispositivo projetado para o ensaio, é ilustrado na figura 3.12 a montagem de todo conjunto. Na figura está ilustrado a bucha extensora recomendada pelo fabricante do compressor, sendo utilizada nos prisioneiros longos. A bucha extensora tem 50mm de comprimento, 35mm de diâmetro externo e 26mm de diâmetro interno, fabricada em aço 24CrMo5V. O dispositivo é utilizado tanto para os parafusos longos como para os curtos.

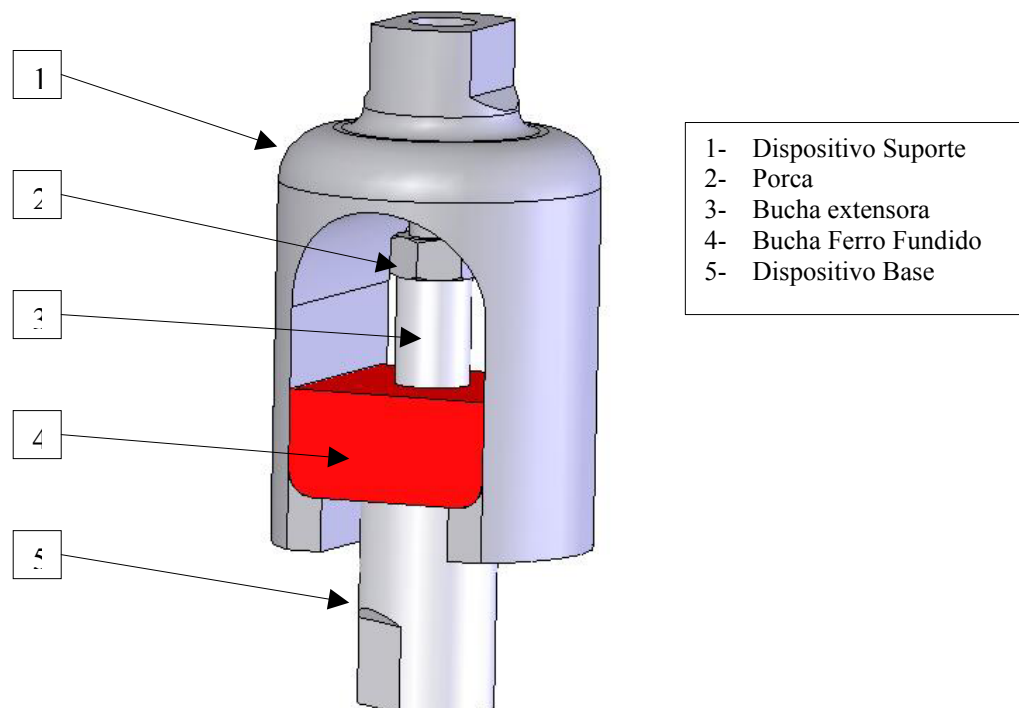


Figura 3.12- Ilustração da montagem do dispositivo para ensaio de fadiga no atuador de 250kN.

Em virtude dos ensaios estarem conduzindo a tempos de longa duração, as cargas estavam sendo aplicadas até o limite do atuador e da célula de carga, o que acabou levando a falha do dispositivo suporte de fadiga. Portanto, procurou-se projetar um novo dispositivo para ser ensaiado em um atuador hidráulico da marca MTS (modelo N° 661.31F\_01) com capacidade para 1000kN, e desta forma poderíamos aplicar cargas mais elevadas no componente.

A abertura no dispositivo de fadiga para inserção da bucha de ferro fundido foi mantida com as mesmas dimensões, da mesma forma que a própria bucha manteve-se para realização dos novos ensaios. A modificação foi aumentar o diâmetro externo do dispositivo para 190mm, devido às cargas serem mais elevadas agora. O material utilizado para fabricação do dispositivo de fadiga para o atuador de 1000kN foi AISI 4340, sob mesmas condições de tratamento térmico do dispositivo anterior. Já o dispositivo de base ao ensaio, onde é inserido o lado prisioneiro do parafuso, foi adaptada um cilindro com diâmetro 76mm com desbaste em um dos lados para o diâmetro maior do cone de rigidez. O novo dispositivo base, da mesma forma que o anterior, também apresenta um furo interno passante para que facilite a retirada do prisioneiro após a ruptura. O fato de usar um diâmetro de 76mm é devido a necessidade de uma rosca M76x2 que é conectada em uma rótula que está fixada a uma base presa à estrutura do pórtico do atuador. O dispositivo base para o atuador de 1000kN está apresentado na figura 3.13. Estes testes foram realizados na vertical. A figura 3.14 ilustra a montagem de todo o conjunto.

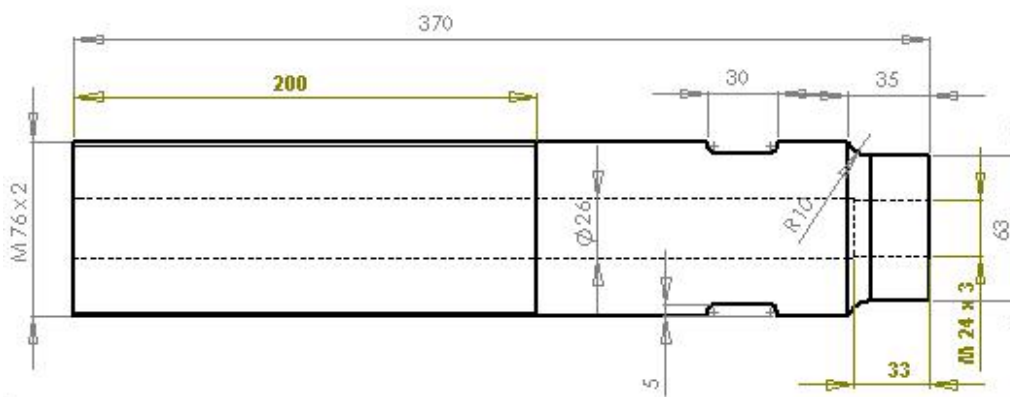


Figura 3.13- Ilustração da adaptação do dispositivo base para o atuador de 1000kN.



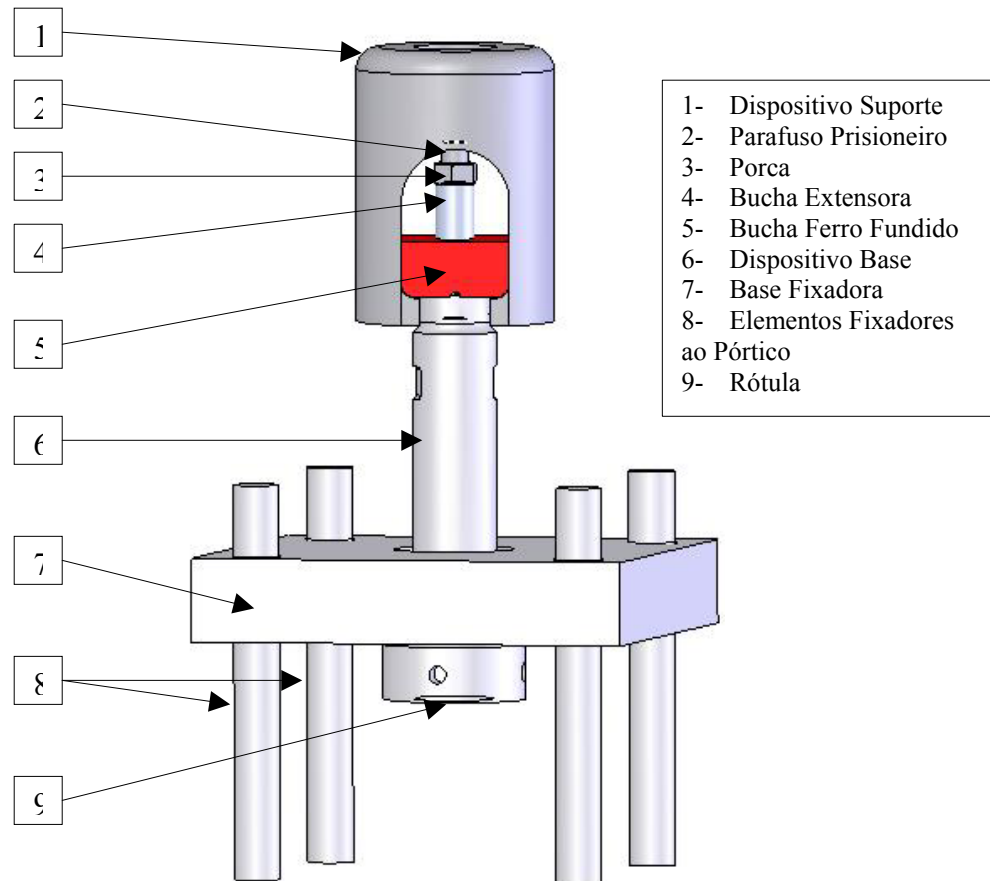


Figura 3.14- Ilustração da montagem do conjunto utilizado para ensaio de fadiga nos prisoneiros com o atuador de 1000kN.

### 3.2.2.2 Metodologia

O torque foi aplicado com o dispositivo fixado em uma morsa de bancada, visto que o dispositivo base apresenta um rebaixo para fixação. Para a realização do torque, foram utilizados dois torquímetro da marca Gedore. Um torquímetro dial (n° de série 3702 – Ref. 300) com capacidade para 400Nm e um torquímetro de estalo (n° de série 660161 – Ref. DX) de capacidade 520/1000Nm. Os torquímetro foram calibrados antes dos testes conforme PTN – 413. O erro encontrado para o torquímetro dial foi de 1% e para o torquímetro de estalo foi de 5%.

Basicamente os ensaios foram realizados em duas faixas de torque, 400 e 710Nm. Os parafusos quando em serviço são apertados à 400Nm, o que, segundo o fabricante do compressor, corresponde a uma pré-carga de 70 % do limite de escoamento para parafusos M24 classe 8.8. Portanto, alguns ensaios de fadiga foram realizados com os parafusos apertados nesta faixa.

Utilizando as teorias apresentadas por *Shigley*, chegou-se a um torque de aperto para os parafusos selecionados para os testes de 710Nm. Como parâmetros para a definição de tal torque, foi utilizada a equação (4) para conexões permanentes, para calcular a pré-carga  $F_i$ . A carga de prova  $S_p$  foi definida como 85% da tensão de escoamento do parafuso. As propriedades mecânicas foram determinadas experimentalmente pelo fabricante do próprio parafuso, com três ensaios de tração, e foi feita a média dos resultados para o cálculo dos parâmetros, conforme resultados apresentados na tabela 5. Para solicitações cíclicas, *Shigley* recomenda uma protensão  $\sigma_i$  de 60% da resistência de prova  $S_p$ . Portanto, utilizando a equação (12), tais considerações resultaram em um torque de 710Nm.

O torque foi aplicado uma única vez em cada componente, até atingir o valor da escala selecionada do torquímetro. Alguns parafusos foram instrumentados com *strain gauges* uniaxiais e medimos a deformação do parafuso na direção longitudinal da região lisa, sem filetes de rosca. As medições foram realizadas durante a aplicação do torque e posteriormente, aquelas amostras que não danificaram o *strain gauge*, foram avaliadas a variação de deformação ao longo do processo de fadiga. O equipamento utilizado para aquisição de dados e os erros de medida são os mesmos descritos na seção 3.1.2.

Preferiu-se usar novamente a razão de carregamento de 0,1 por dinamizar o ensaio. A frequência de ensaio não foi mantida a mesma em todas as amostras, devido às mudanças de cargas. Como já discutido anteriormente, a frequência do atuador depende da vazão da servo-válvula, sendo que cargas maiores, necessitam de maior vazão da servo-válvula aumentando o deslocamento do pistão, e desta forma, diminui a frequência do ensaio.

Utilizando o mesmo raciocínio aplicado na avaliação dos esforços nos parafusos em serviço, foi instrumentado um parafuso longo com três *strain gauges* espaçados aproximadamente 120°, com o objetivo de verificar alguma componente de flexão no conjunto do dispositivo. A bucha extensora para realização desta medição foi a mesma usada na avaliação dos esforços em serviço. A figura 3.15 ilustra a posição dos *strain gauges* durante a realização do torque em bancada. Quando o dispositivo foi montado no atuador, que é posicionado na horizontal, o extensômetro número 1 foi colocado para cima, e os extensômetros 2 e 3 ficaram localizados mais à baixo. Este procedimento foi adotado para efeitos comparativos com as outras amostras que continham apenas um extensômetro, que no caso era posicionado de acordo com o extensômetro 1 da ilustração da figura 3.15.

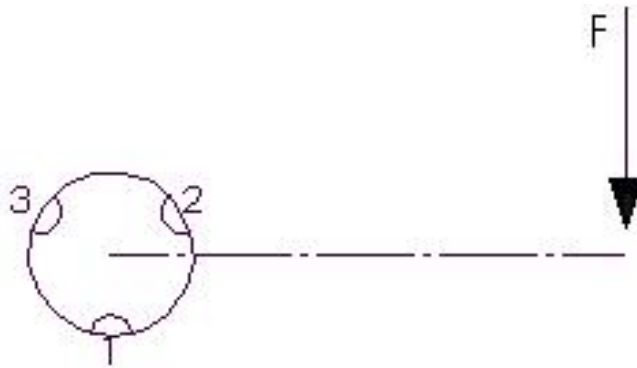


Figura 3.15- Ilustração esquemática da posição dos extensômetros quando aplicado o torque em bancada e a direção de aplicação do toque.

## 4 RESULTADOS

### 4.1 Condição Industrial

#### 4.1.1 Análise de Falha do Componente em Serviço

A primeira análise realizada nos prisioneiros foi em um parafuso curto de dimensões originais do fabricante do compressor. O parafuso foi fabricado pela indústria em virtude da necessidade de imediata reposição em serviço. Quando analisado, já apresentava uma trinca propagada e visível a olho nu.

A observação visual da fratura indicou ruptura por fadiga evidenciada por uma superfície de fratura lisa, conforme mostra a figura 4.1. Os pontos de início da falha encontram-se no fundo do filete de rosca. Nesta região foram observadas diversas trincas, nucleadas a partir de escamas encontradas nos filetes, como mostram com maior aumento a figura 4.2. Estas escamas foram promovidas por um processo de usinagem grosseiro.



Figura 4.1- Macrografia mostrando a superfície de fratura do parafuso prisioneiro.

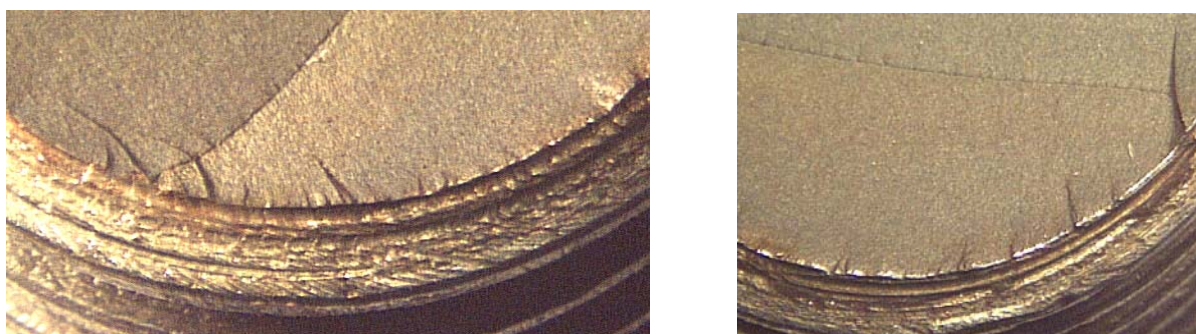


Figura 4.2- Macrografias mostrando trincas originadas de escamas junto ao fundo dos filetes.

A análise química foi realizada em um espectrômetro de emissão óptica da marca Spectro. A tabela 3 mostra os teores encontrados. Comparando com dados de literatura observa-se que o material em questão é um Aço Carbono com teor de Manganês elevado - liga SAE 1541.

Tabela 3- Composição química (% em peso).

Elemento %	C	Mn	P	S	Si
Medido	0,36	1,42	0,009	0,01	0,24
SAE 1541	0,36 – 0,44	1,35 – 1,65	0,03 máx.	0,05 máx.	0,15 - 0,35

A microestrutura apresentou-se formada por perlita e ferrita em contorno de grão, conforme mostram as figura 4.3.

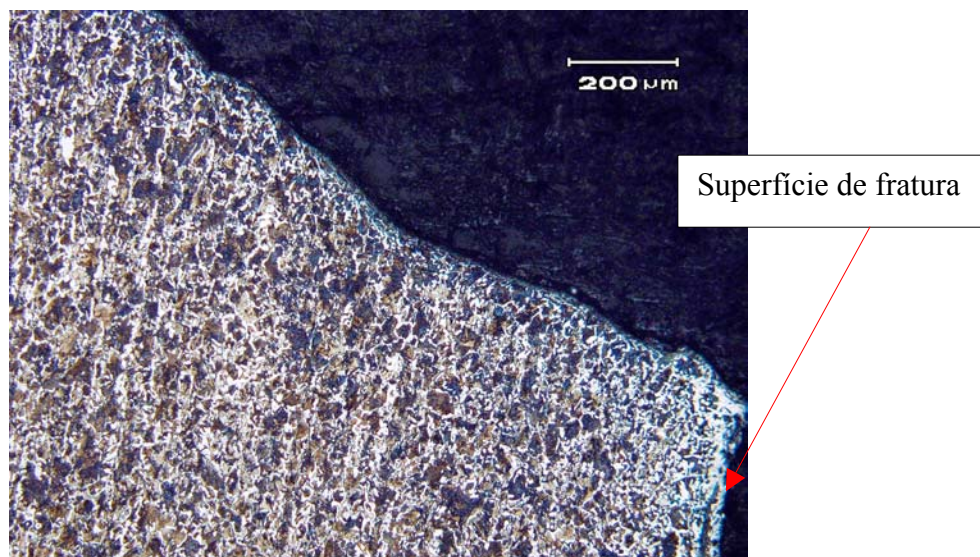


Figura 4.3- Microestrutura do parafuso formada por perlita e ferrita. A seta indica a região de fratura. Ataque: Nital 3%.

O ensaio de dureza foi realizado utilizando-se a escala Vickers, com carga de 10 Kgf. A dureza média encontrada foi de 245 HV.

O parafuso é feito da liga SAE 1541, com dureza média de 245 HV, e não apresenta tratamento térmico. A peça apresentou uma superfície de fratura característica de falha por fadiga, e observaram-se na região de início da falha diversas trincas, nucleadas a partir de escamas encontradas nos filetes, estas geradas por usinagem grosseira.

Apesar do componente não estar padronizado conforme classe 8.8, a análise mostra a baixa qualidade do processo de usinagem, o qual foi o principal responsável pela nucleação das trincas. Para melhorar a vida em fadiga do componente, pode-se sugerir um melhor acabamento da rosca, obtendo-a por laminação e realizar tratamento térmico a fim de se obter maior resistência mecânica na peça.

A segunda análise de falha realizada foi em um prisioneiro longo, que fraturou em serviço catastróficamente, levando a ruptura de toda secção resistente do componente, conforme figura 4.4.



Figura 4.4- Aspecto geral de uma peça original recebida.

A observação visual da fratura indicou ruptura por fadiga evidenciada por uma superfície de fratura lisa e a presença de marcas de praia. Foi verificado que o ponto de início da falha encontra-se na região do fundo do filete de rosca, conforme mostra a figura 4.5. As marcas de praia indicam que a fadiga propagou sobre praticamente toda a seção.



Figura 4.5- Imagem mostrando a superfície de fratura do parafuso tirante. A seta indica o início da falha.

A tabela 4 mostra os teores encontrados. Comparando com dados de literatura observa-se que o material em questão corresponde à liga AISI 4140.

Tabela 4- Composição química (% em peso).

Elemento	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
%	0,37	0,24	0,89	0,015	0,02	1,11	0,17	0,07

A microestrutura apresentou-se formada por martensita revenida, exemplificado pela figura 4.6. Os filetes de rosca foram fabricados por processo de laminação, conforme mostra

a figura 4.7. Foram detectadas trincas em todas as cristas dos filetes, geradas por dobras de laminação (Figura 4.8).



Figura 4.6- Micrografia mostrando a microestrutura da amostra formada por martensita revenida.

Ataque: Nital 3%.

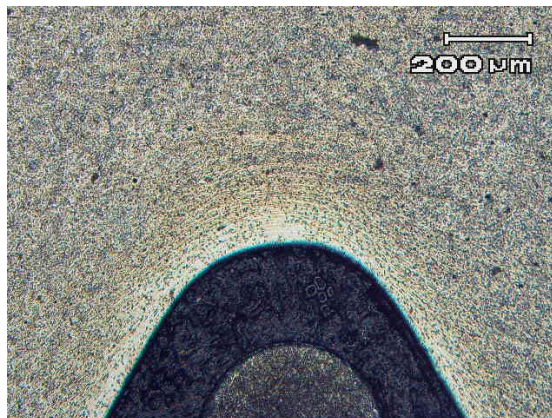


Figura 4.7- Micrografia mostrando fundo de filete obtido por laminação. Ataque: Nital 3%.

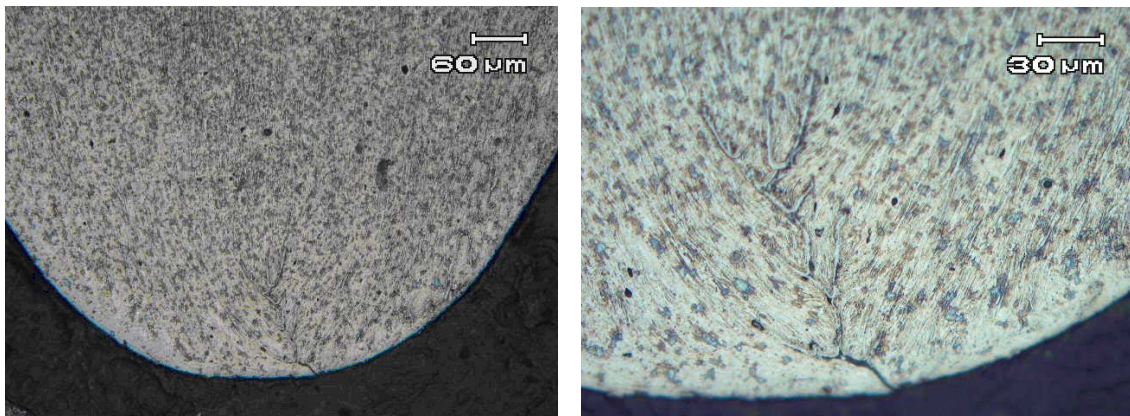


Figura 4.8- Micrografia mostrando trinca na crista do filete, com diferentes aumentos. Ataque:

Nital 3%.

O componente apresenta uma superfície de fratura característica de materiais que falham por processo de fadiga e foi observado que a nucleação da trinca ocorreu apenas em uma região da peça. Observa-se a formação de dobras de laminação na crista dos filetes da rosca, que acarretaram em trincas. Apesar de não ter relação com a falha analisada, tais defeitos podem causar falhas no futuro.

#### 4.1.2 Análise dos Esforços do Parafuso em Serviço

Foram instrumentados com *strain gauges* uniaxiais os parafusos 2, 7, 15 e 16 e realizou-se o monitoramento das deformações durante o torque de aperto.

Foi feita a aquisição da deformação ( $\epsilon$ ) em  $\mu\text{m}/\text{m}$  ao longo do tempo enquanto aplicava-se o torque nos parafusos. Para obter um valor aproximado em tensão, utilizou-se a Lei de Hooke ( $\sigma = \epsilon \times E$ ), considerando-se o módulo de elasticidade de 210000 MPa. No gráfico da figura 4.9 são mostrados os resultados, em tensão, dos quatro parafusos.

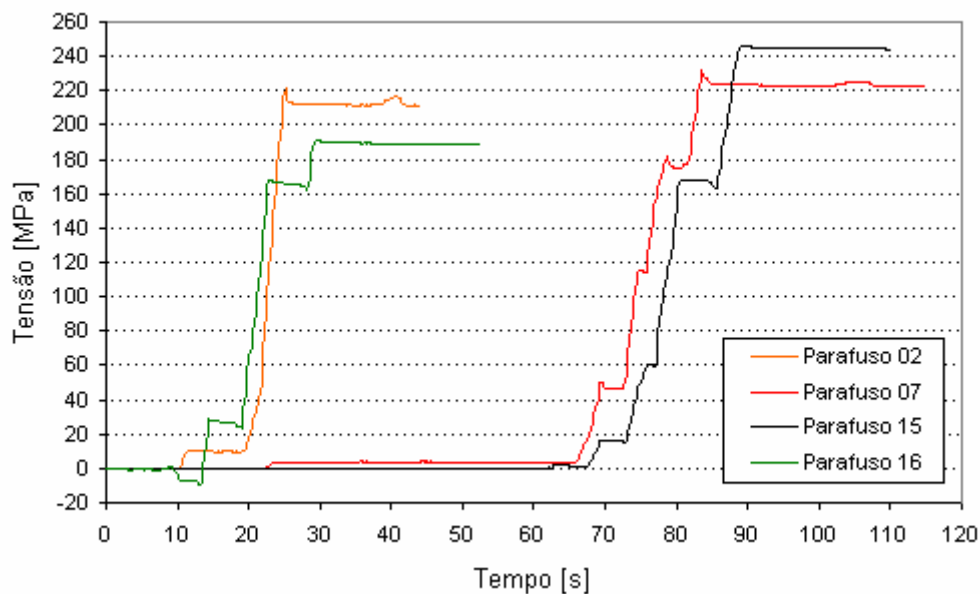


Figura 4.9- Tensões durante o torque nos parafusos 2, 7, 15 e 16. Os degraus referem-se ao repouso momentâneo comum no procedimento manual de aplicação do torque.

Os parafusos 2 e 16 foram instrumentados com três *strain gauges* cada um e foi feito o monitoramento das deformações durante o torque.



No gráfico das figuras 4.10 e 4.11 são mostrados os resultados, em tensão, dos parafusos 16 e 2, respectivamente. Os *strain gauges* são denominados A, B e C segundo o esquema da figura 3.4.

Durante a aplicação do torque ocorreu a danificação dos *strain gauges* A e B do parafuso 2 como pode ser visto na figura 4.11.

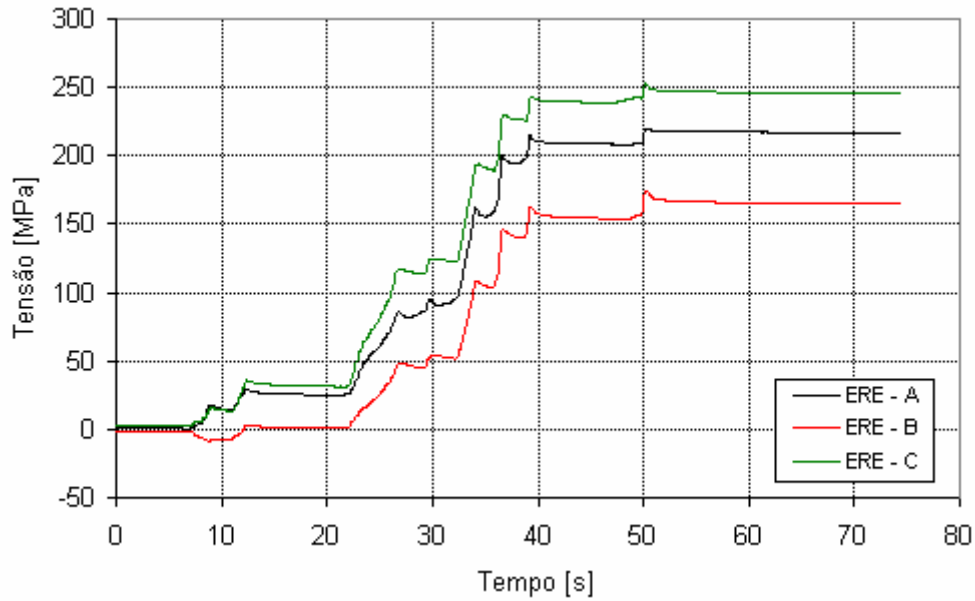


Figura 4.10- Tensões durante o torque no parafuso 16.

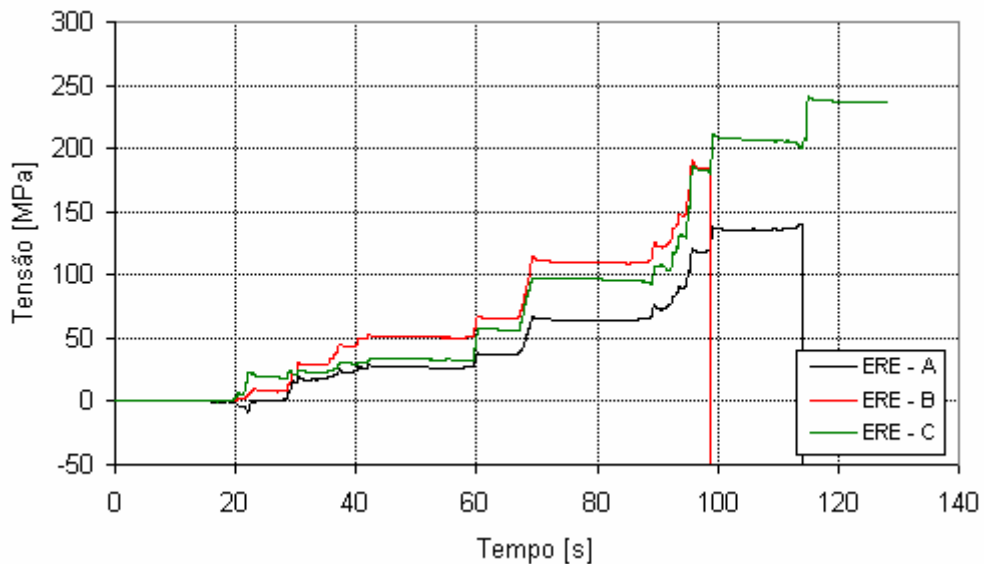


Figura 4.11- Tensões durante o torque no parafuso 2.

Foi avaliado também, os picos de tensões durante a partida do compressor. No gráfico da figura 4.12 são mostrados os resultados, em tensão, dos parafusos 16 e 2. Os *strain gauges* são denominados A, B e C segundo o esquema da figura 3.4.

Não encontrou-se todos os *strain gauges* em perfeito estado. Os extensômetros A e B do parafuso 2 já haviam sido danificados na realização do torque. O extensômetro C do parafuso 16 estava danificado, impedindo sua aquisição.

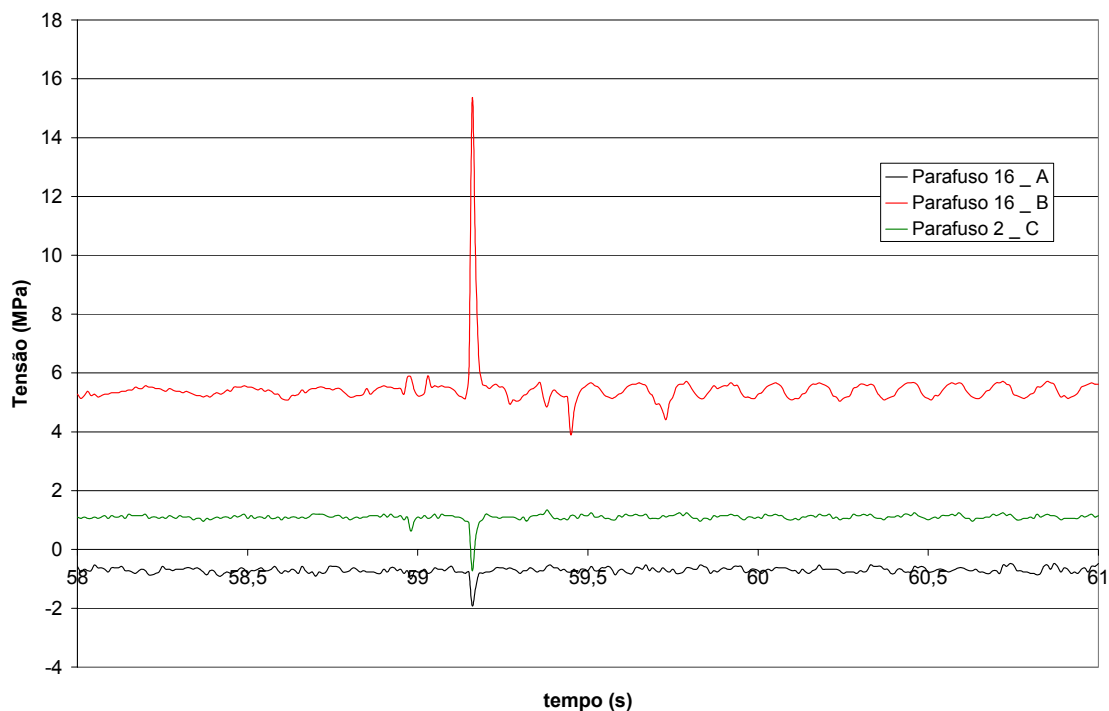


Figura 4.12- Tensões durante a partida da planta nos parafusos 16 e 2.

A medição da sollicitação em serviço foi efetuada nos parafusos 2, 15 e 16. O *strain gauge* do parafuso 7 foi danificado durante o funcionamento do compressor impossibilitando a medição da ciclagem neste ponto. Os valores obtidos e apresentados nas figuras 4.13, 4.14 e 4.15 não são nominais, ou seja, representam a variação da sollicitação em serviço  $\Delta\sigma$  sobre os parafusos 2, 15 e 16, respectivamente. A medição foi realizada com o compressor atuando em sua carga máxima de trabalho.

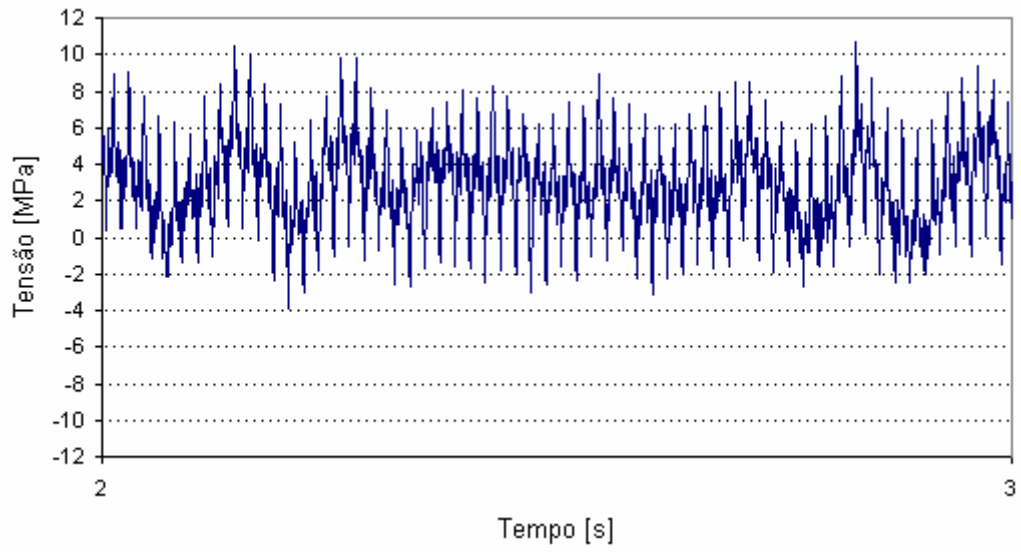


Figura 4.13- Tensões típicas no parafuso 2 com o compressor em funcionamento.

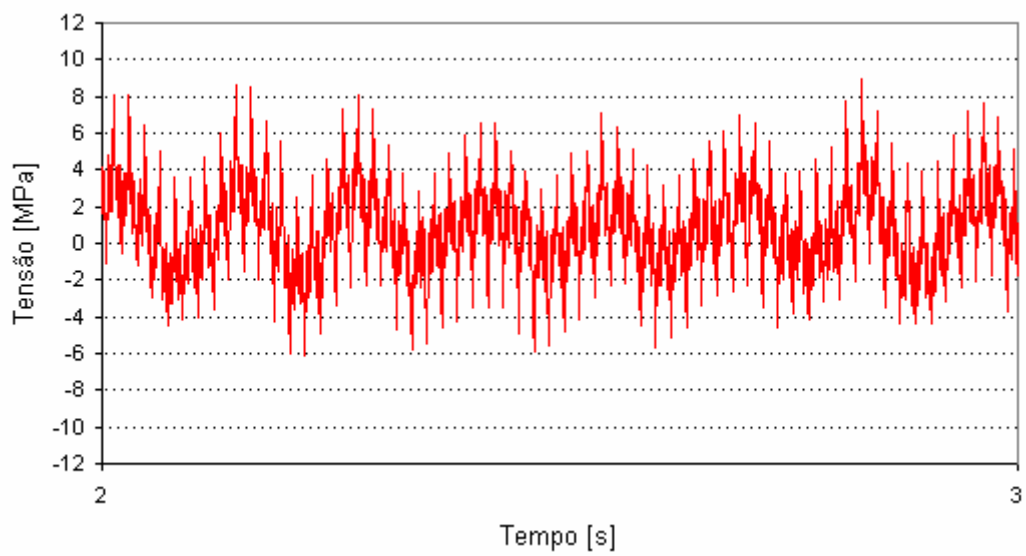


Figura 4.14- Tensões típicas no parafuso 15 com o compressor em funcionamento.

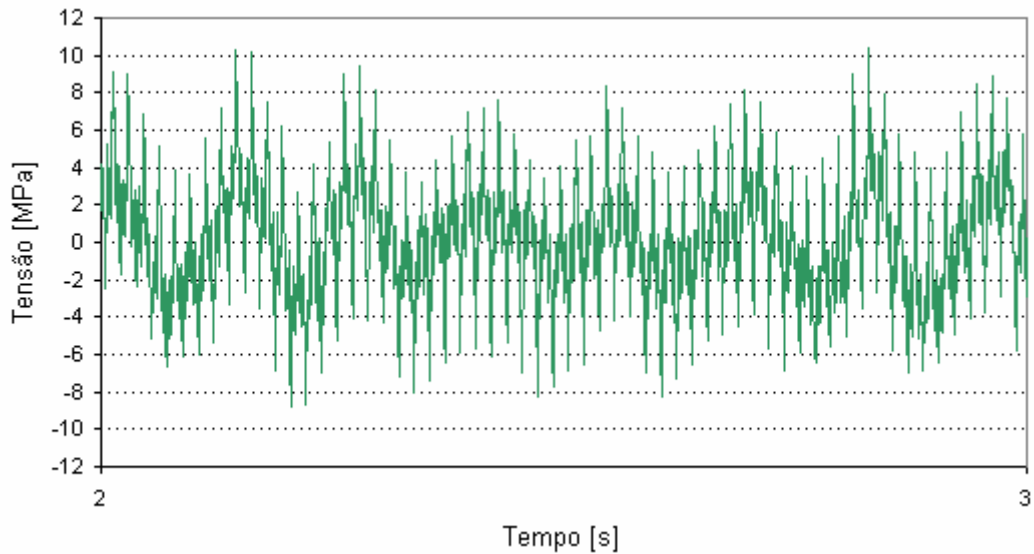


Figura 4.15- Tensões típicas no parafuso 16 com o compressor em funcionamento.

Para melhor visualização e entendimento das tensões atuantes nos parafusos prisioneiros desde o torque até o seu comportamento em serviço, após o compressor estar com seus cinco estágios em sua carga máxima, as figuras 4.16, 4.17 e 4.18 reúnem todas as três etapas mencionadas neste trabalho.

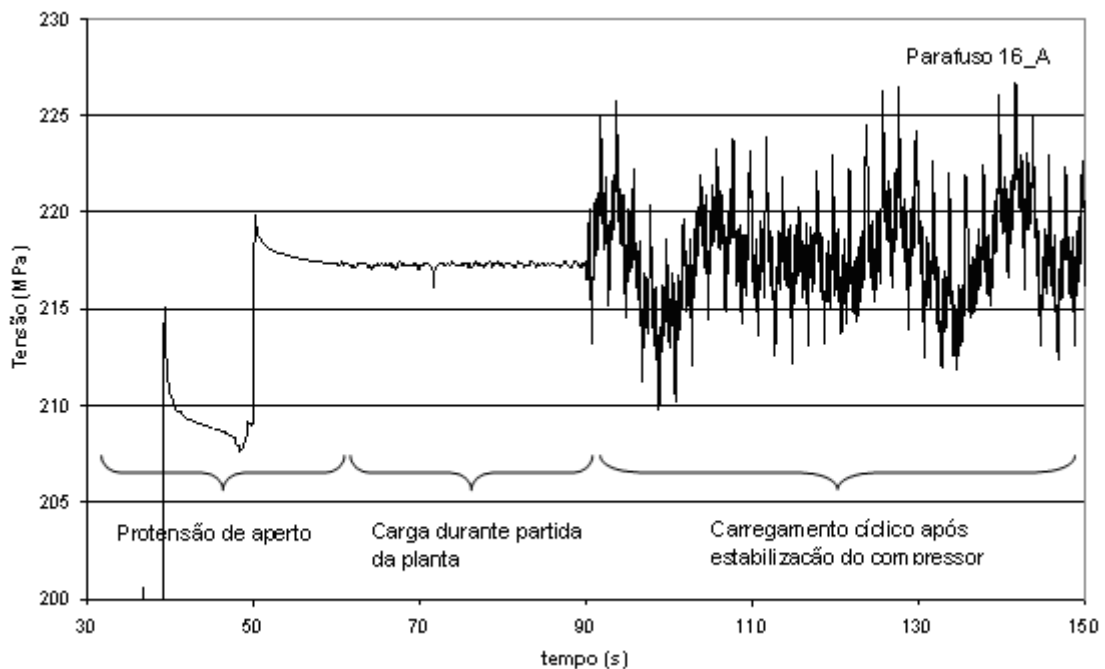


Figura 4.16- Quadro geral das solicitações típicas no parafuso 16\_extensômetro A.

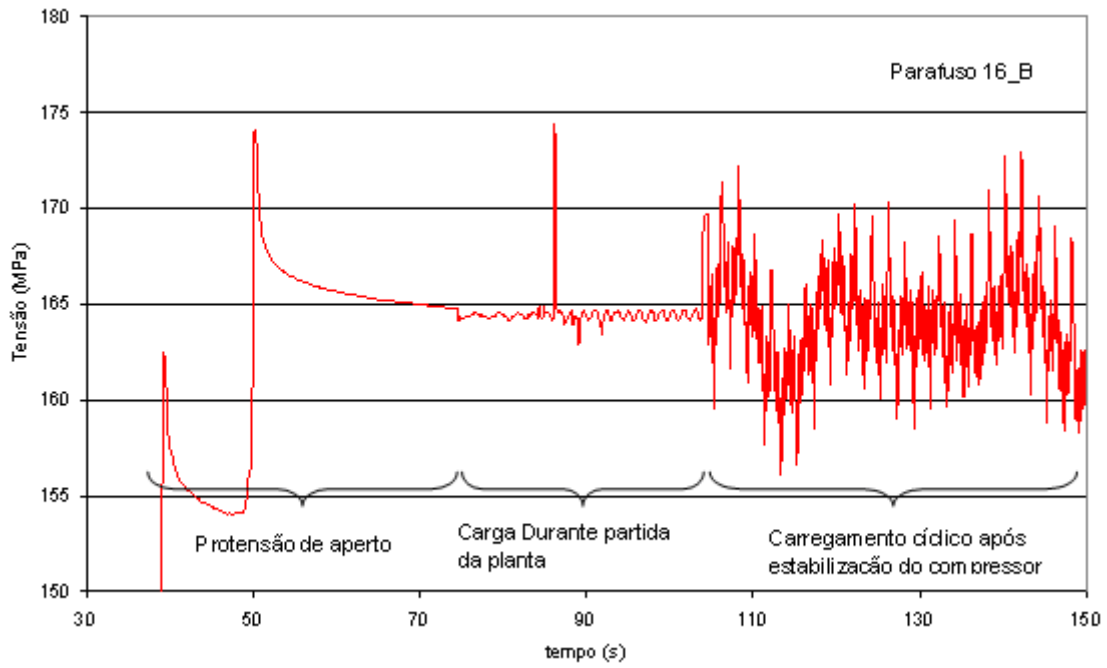


Figura 4.17- Quadro geral das solicitações típicas no parafuso 16\_extensômetro B.

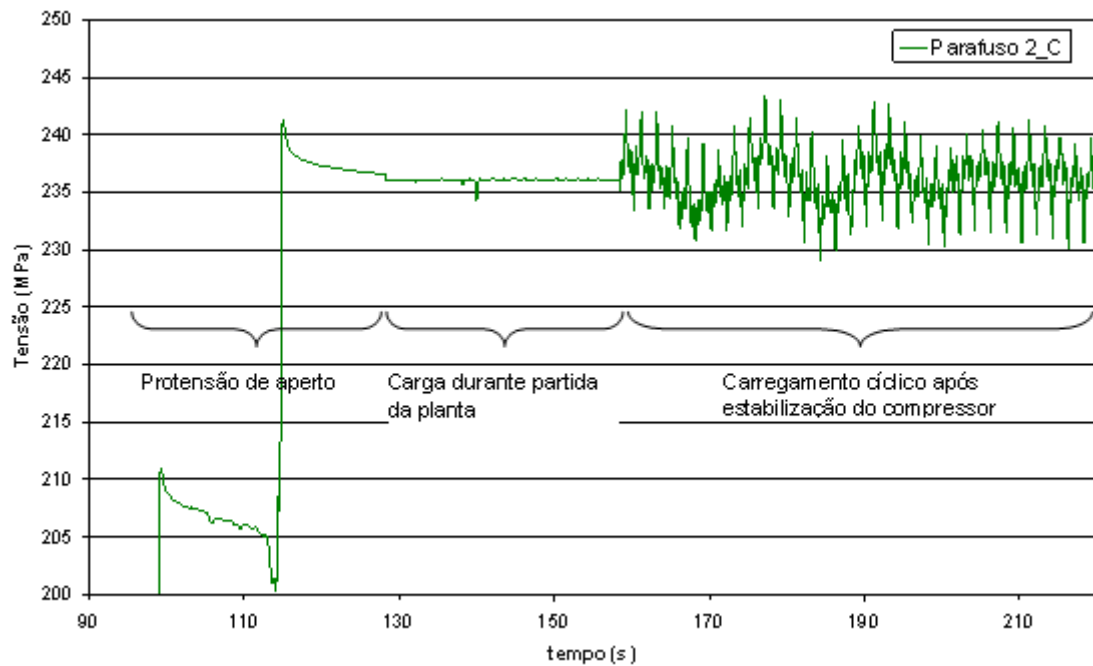


Figura 4.18- Quadro geral das solicitações típicas no parafuso 2\_extensômetro C.

## **4.2 Ensaio em Laboratório**

### **4.2.1 Avaliação do Processo de Fabricação na Vida em Fadiga dos Parafusos**

Os resultados mostraram uma grande superioridade dos parafusos laminados da classe 8.8 quando comparados com o da classe 10.9 e o original usinado. Foi possível observar o melhor desempenho apresentado pelo n°5 seguido do n°3, ambos com *shot peening*.

Uma falha (contra fluxo do óleo hidráulico no atuador) danificou os parafusos n°s 6 e 7 (exatamente um exemplar com e um sem *shot peening*) no momento que alcançaram um número de 80674 ciclos. Este fato prejudicou o estudo, pois os testes poderiam vir a determinar se realmente há uma superioridade das peças laminadas com *shot peening*.

Na tentativa de compensar esta perda, novos parafusos (n°s 9 e 11) foram tratados com *shot peening* e inseridos no teste. Porém estes apresentaram um resultado inferior.

A seguir, a curva da figura 4.19 mostra o desempenho alcançado por cada um dos parafusos testados.

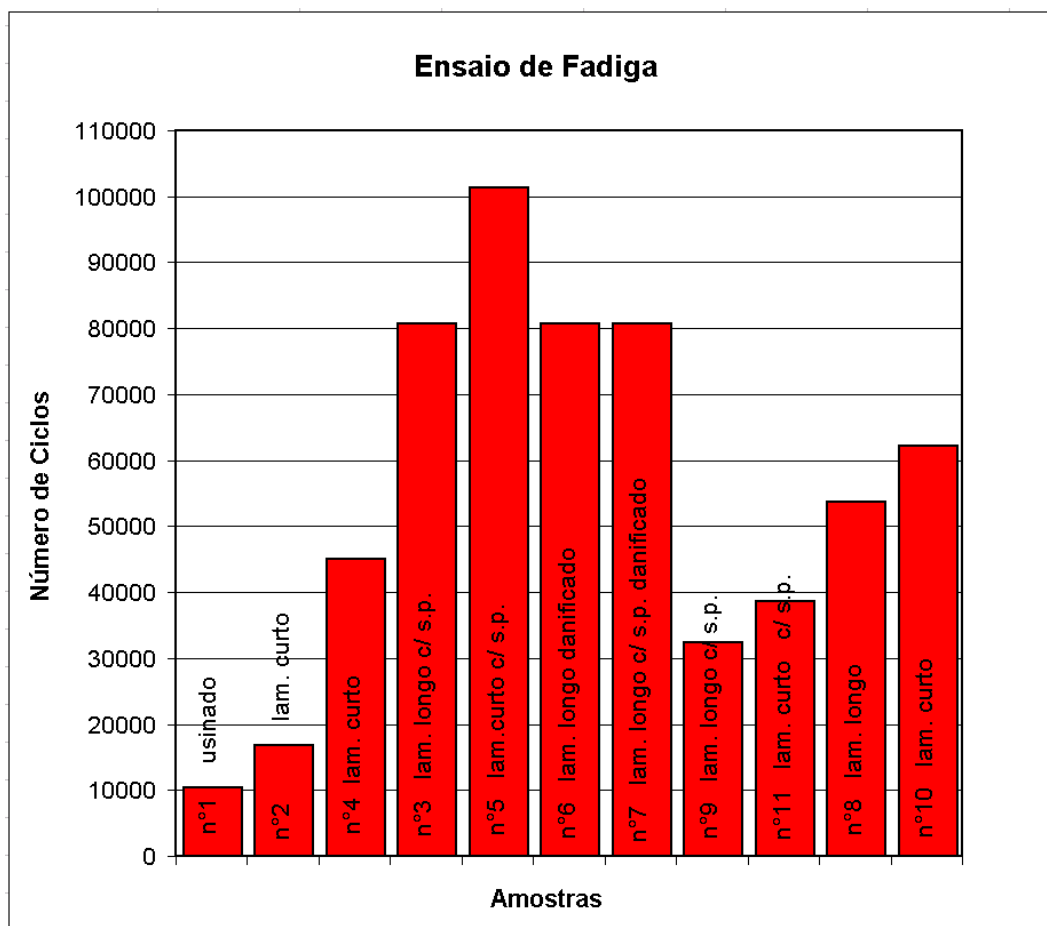


Figura 4.19- Gráfico mostrando o desempenho dos parafusos na seqüência de ruptura.

#### 4.2.2 Caracterização Mecânico-metalúrgica dos Parafusos

Seguindo a seqüência de análises realizadas neste trabalho, dois parafusos prisioneiros foram selecionados para realização de novos testes, longos e curtos. O processo de fabricação por laminação da rosca foi o escolhido por fornecer boas propriedades de fadiga em relação ao custo/benefício. Três ensaios de tração foram realizados nos prisioneiros sob tais condições de fabricação. Os ensaios seguiram a norma ASTM A370 (3). A tabela 5 apresenta os resultados dos ensaios de tração e dureza.

Tabela 5- Resultados dos ensaios de tração e dureza de um lote de prisioneiros rosca laminada.

	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Média
Limite de Resistência [MPa]	971	979	992	980,7
Tensão de Escoamento [MPa]	846	863	867	858,7
Alongamento [%]	22	21	19	20,7
Estricção [%]	62	62	63	62,3
Dureza [HRc]	29	30	31	30,0

A análise química foi realizada em um espectrômetro de emissão óptica da marca Spectro. A tabela 6 mostra os teores encontrados. O material dos parafusos é AISI 4140.

Tabela 6- Composição química (% em peso).

Elemento	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
% peso	0,38	0,24	0,86	0,017	0,02	1,21	0,15	0,08

Para a caracterização metalúrgica dos parafusos, foram retiradas amostras daqueles que fraturaram sob os testes de fadiga em laboratório. As análises metalográficas seguiram procedimento padrão de embutimento, lixamento, polimento, ataque químico e documentação fotográfica. Nota-se as linhas de fluxo orientadas no fundo do filete de rosca que foi fabricado por processo de laminação, conforme mostra a figura 4.20. A microestrutura apresentou-se formada por martensita revenida, exemplificado pela figura 4.21.



Figura 4.20- Micrografia típica de um dos prisioneiros mostrando fundo de filete obtido por laminação. Ataque: Nital 3%.



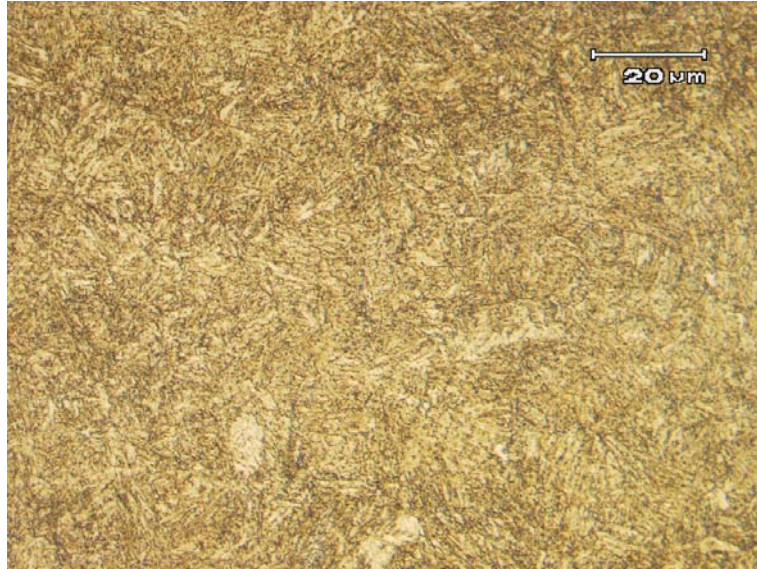


Figura 4.21- Micrografia típica de um dos prisioneiros mostrando a microestrutura da amostra formada por martensita revenida. Ataque: Nital 3%.

### 4.2.3 Avaliação do Torque de Aperto na Vida em Fadiga da União

#### 4.2.3.1 Torque Aplicado 400Nm

Os resultados são apresentados para os prisioneiros longos e curtos. Apenas dois ensaios para os prisioneiros curtos (C) e um para o longo (L) foram realizados com o torque indicado pelo fabricante do compressor, 400Nm. Os resultados estão apresentados nas figuras 4.22 à 4.24.

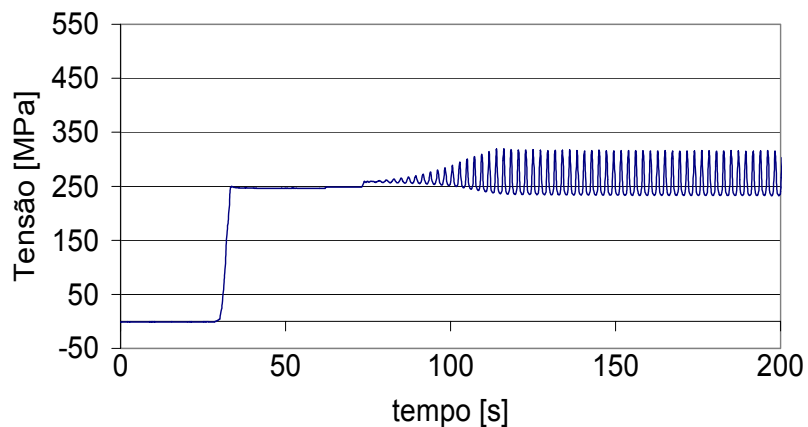


Figura 4.22- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Curto 01. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.

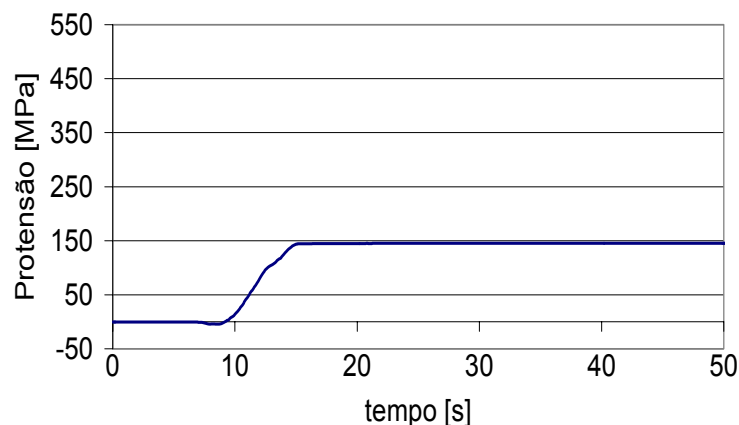


Figura 4.23- Gráfico ilustrando a protensão de aperto do prisioneiro Curto **02**. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.

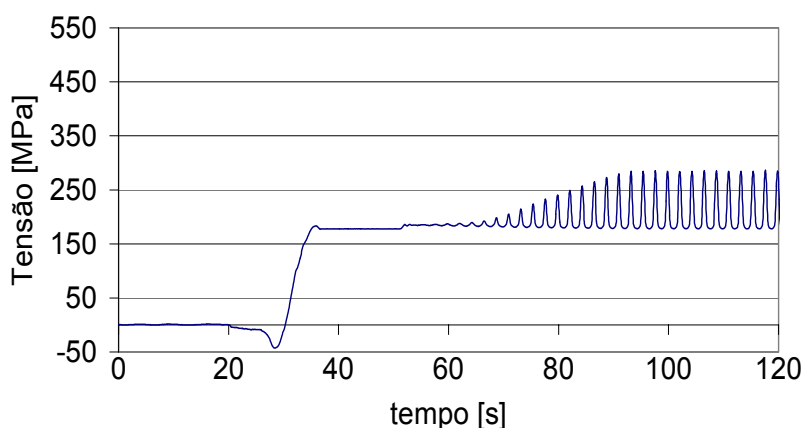


Figura 4.24- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo **01**. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.

Nota-se que a amostra curto 02 não apresenta a variação de tensão. Isso é devido a danificação do extensômetro durante a montagem do dispositivo no ensaio de fadiga. Outros gráficos também não apresentarão a variação de tensão pelo mesmo motivo. A tabela 7 apresenta os resultados.

Alguns gráficos apresentam durante aplicação do torque uma porção comprimida detectada pelo *strain gauge*. Isto é ocorrido geralmente nos prisioneiros longos, que quando aplicado o aperto da junta, a força de aplicação do torque, conforme sistema de fixação, induz uma pequena flexão no parafuso na direção de compressão do extensômetro, conforme pode ser melhor entendido na figura 3.15.

Em uma única amostra foi aplicado um torque de 550Nm, longo 02, procurando observar o comportamento em fadiga com uma maior protensão de aperto. O torque foi selecionado ao acaso, sem referências com a literatura. A carga foi mantida a mesma e observou-se uma maior vida em fadiga neste caso. A figura 4.25 ilustra o resultado obtido.

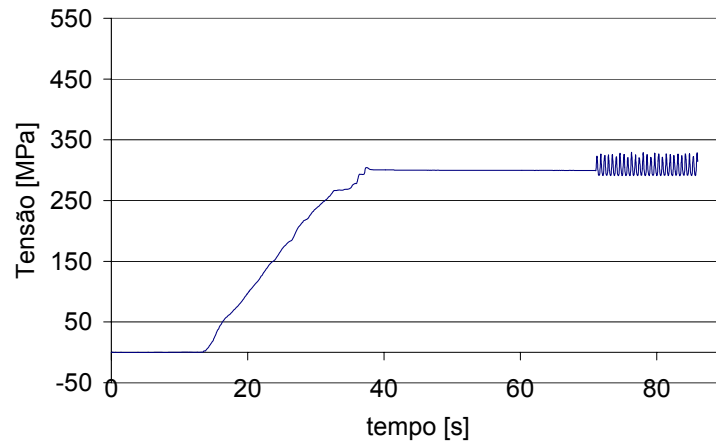


Figura 4.25- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo 02. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN; Torque: 550Nm.

O gráfico da figura 4.36 apresenta a influência do torque em reduzir a amplitude de tensão no ciclo de fadiga.

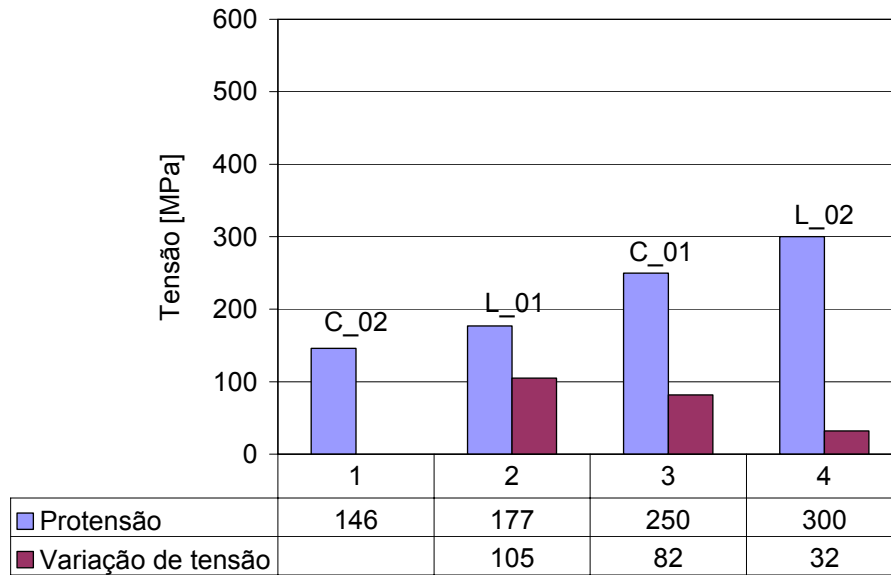


Figura 4.26- Gráfico ilustrando a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo.

Tabela 7- Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos e longos com 400 Nm de torque aplicado.

Amostra	Ciclos	Carga [kN]	Protensão [MPa]	Variação [MPa]
C 01	174742	150	250	82
C 02	139263	150	146	--
L 01	394353	150	177	105
L 02*	994768	150	300	32
* Torque aplicado: 550Nm				

A carga foi selecionada seguindo o critério dos ensaios realizados para avaliação do processo de fabricação. Apesar de utilizar uma carga de 50% do limite de resistência, o número de ciclos alcançados pelos parafusos ensaiados em série foi muito baixo. Portanto, procurou-se manter a carga nos ensaios com torque aplicado, e verificar o comportamento em fadiga para este caso. A frequência pôde ser mantida constante, pois a carga manteve-se constante para estes testes. Todas as amostras romperam no primeiro filete carregado da extremidade prisioneira.

#### 4.2.3.2 Torque Aplicado 710Nm

A maior parte dos ensaios realizados concentrou-se nesta faixa de torque. Conforme citado anteriormente, o torque foi calculado baseado nas teorias apresentadas por *Shigley*, e visto os resultados iniciais dos ensaios apontando para uma melhoria do desempenho em fadiga da junta, foi dada maior atenção para esta faixa de torque.

Nos primeiros testes realizados com este torque, aplicou-se uma carga máxima de 150kN, tanto nos prisioneiros curtos como nos longos, dando continuidade ao procedimento adotado neste trabalho. Agora foram ensaiados um prisioneiro curto e dois longos com esta carga. Os resultados estão apresentados nas figuras 4.27 à 4.29.

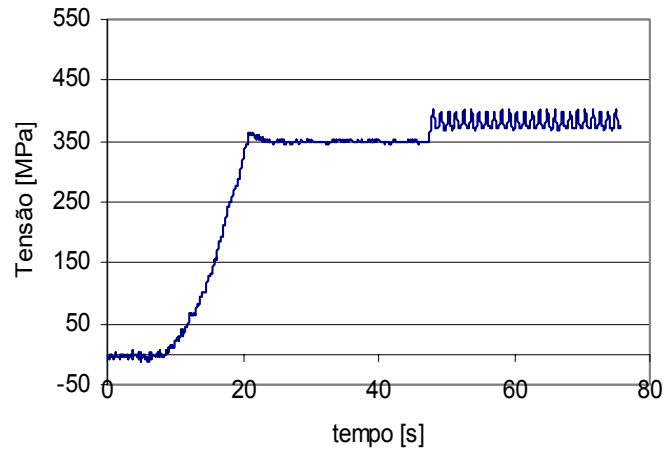


Figura 4.27- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro **Curto 03**. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.

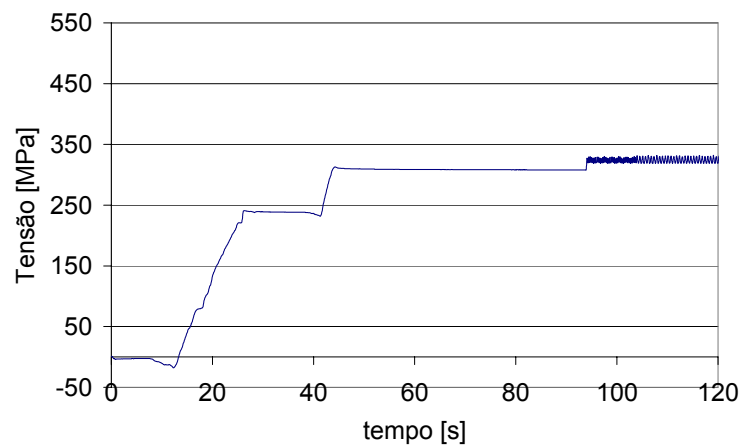


Figura 4.28- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro **Longo 03**. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.

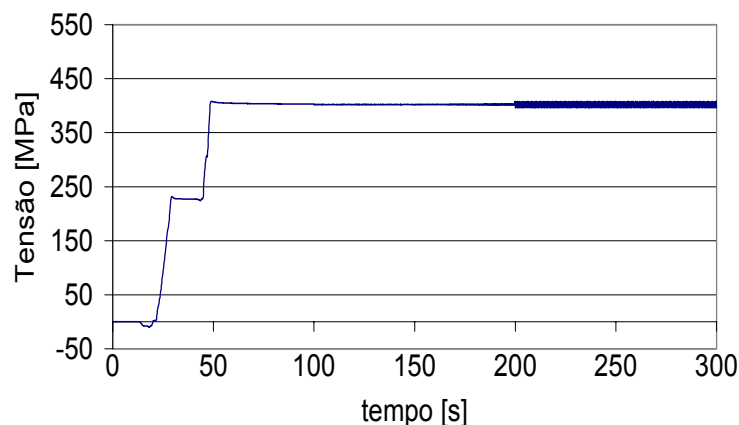


Figura 4.29- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo **04**. Frequência: 9Hz; Carga: 150kN.

A aplicação do torque calculado, conduziu as amostras curto 03 e longo 04 a uma vida de 5 milhões de ciclos aproximadamente sem romper. A amostra longo 03, figura 4.28, rompeu no terceiro filete da extremidade do prisioneiro com aproximadamente 2 milhões de ciclos junto com o dispositivo, que posteriormente foi otimizado. Portanto, a amostra longo 03, é analisada somente a protensão de aperto e a variação de tensão no ciclo de fadiga, não entrando na curva de Wöller. O gráfico da figura 4.30 apresenta a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão e a tabela 8 os resultados de forma mais compacta.

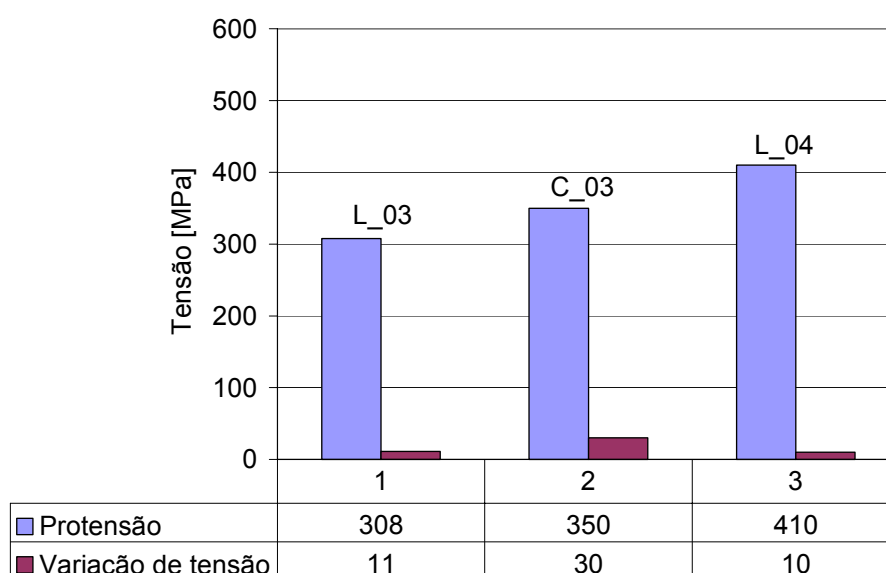


Figura 4.30- Gráfico ilustrando a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo.

Tabela 8- Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos e longos com 710Nm de torque aplicado e 150kN de carga máxima aplicada.

Amostra	Ciclos	carga [kN]	Protensão [MPa]	Varição [MPa]
C 03	5155558	150	350	30
L 03*	2799666	150	308	11
L 04	6655556	150	410	10

\* Ocorreu ruptura do dispositivo.

#### 4.2.3.2.1 Avaliação da Vida em Fadiga dos Prisioneiros Longos

Após alguns testes realizados, observamos que existe alguma diferença na vida em fadiga entre os prisioneiros curtos e longos. Portanto, analisamos agora os casos separadamente.

Os testes anteriores nos revelaram que com o torque calculado, as cargas deveriam ser mais elevadas para que diminua o tempo de ensaio. Assim, ainda utilizando o dispositivo para o atuador de 250kN, foram aumentadas as cargas até o seu limite, sendo que posteriormente foi projetado um novo dispositivo para o atuador de 1000kN. Os resultados para os prisioneiros longos estão apresentados nas figuras 4.31 à 4.33.

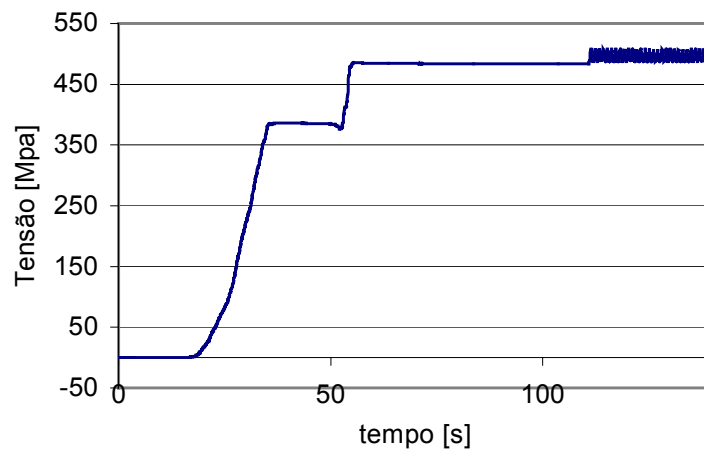


Figura 4.31 - Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Longo 05. Frequência: 10Hz; Carga: 200kN.

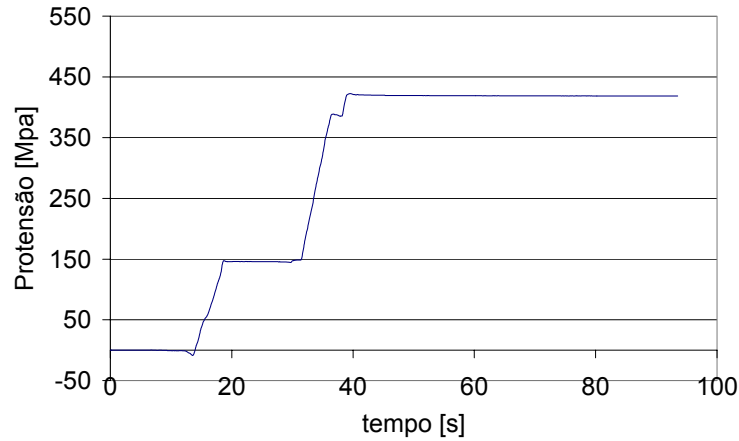


Figura 4.32- Gráfico ilustrando a protensão de aperto do prisioneiro **Longo 06**. Frequência: 7Hz; Carga: 190kN.

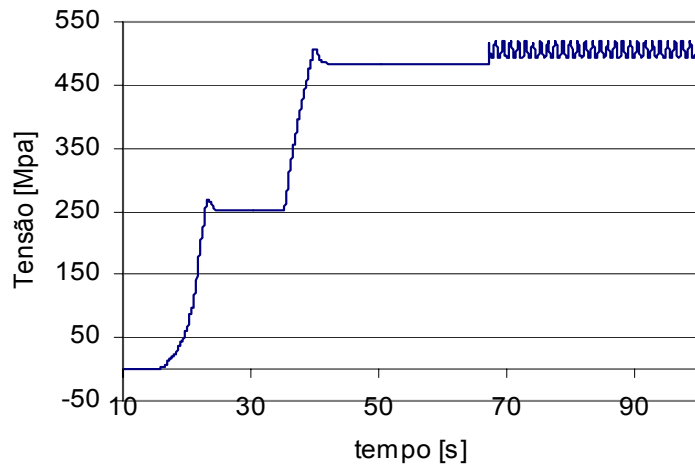


Figura 4.33- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro **Longo 08**. Frequência: 5Hz; Carga: 240kN.

Foi realizada a instrumentação de um parafuso longo com três *strain gauges*, visando avaliar a possibilidade de esforços de flexão no dispositivo de ensaio. A figura 3.15 ilustra a posição dos extensômetros quando aplicado o torque. Encontramos a maior diferença em valores de tensão entre o extensômetro 1 e 3 de aproximadamente 60MPa. Como todos os ensaios foram montados com o *strain gauge* na posição do extensômetro 1, representado na figura 3.15, e para cima na horizontal quando montado na estrutura do atuador, a avaliação da protensão de aperto e variação de tensão serão avaliadas pelos valores do extensômetro 1. A figura 4.34 ilustra os resultados obtidos por tal procedimento.



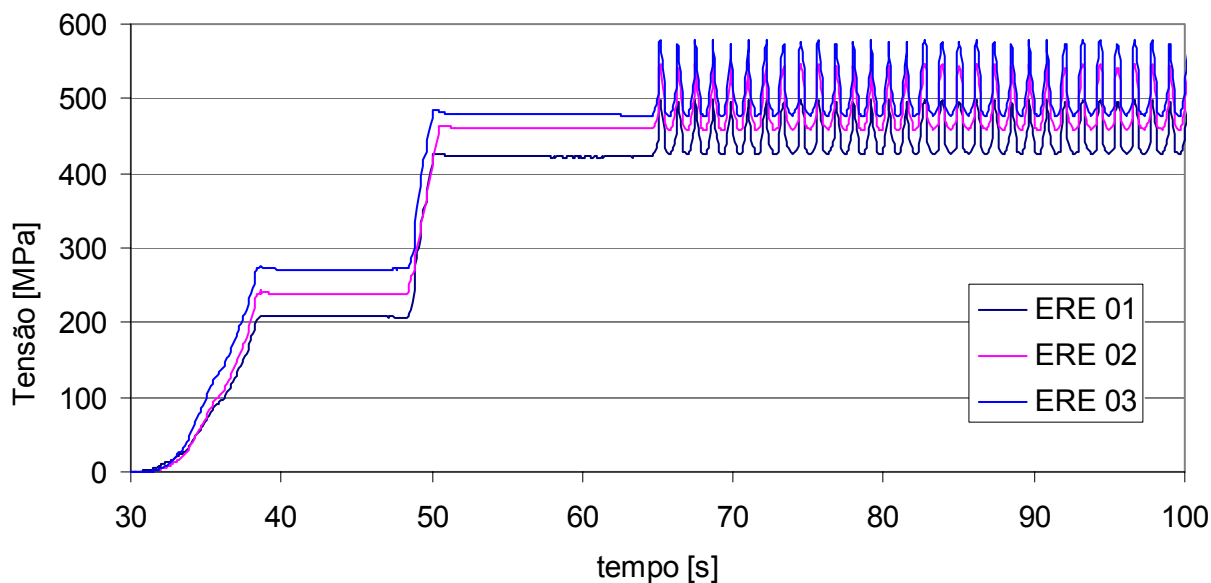


Figura 4.34- Gráfico ilustrando as tensões em três pontos distantes aproximadamente 120° entre si da amostra **Longo 07**. Frequência: 4Hz; Carga: 240kN.

O gráfico da figura 4.35 apresenta a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo de fadiga para os prisioneiros longos.

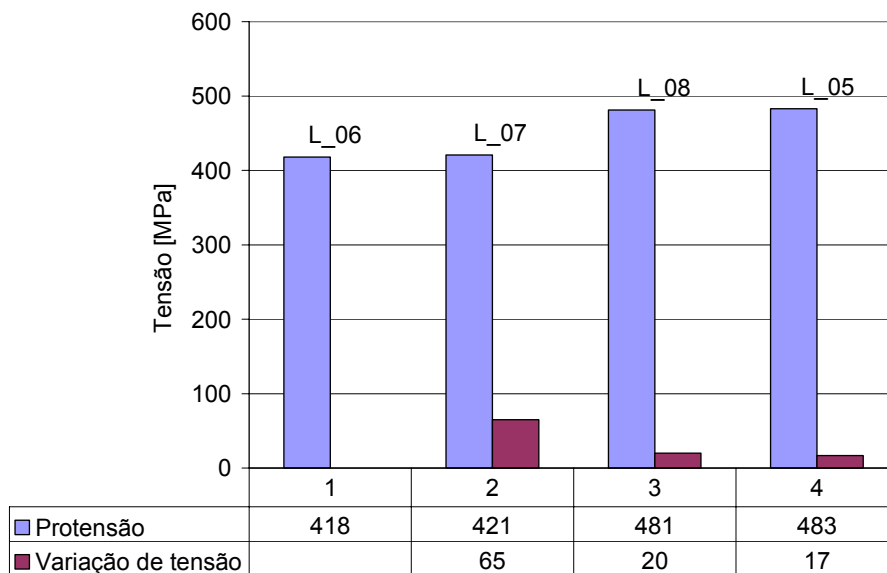


Figura 4.35- Gráfico ilustrando a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo para os parafusos longos.

Tabela 9- Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros longos com 710Nm de torque aplicado.

Amostra	Ciclos	carga [kN]	Protensão [MPa]	Varição [MPa]
L_05	4585767	200	483	17
L_06	5596780	190	418	--
L_07*	450885	240	421	65
L_08	631671	240	481	20
L_10	760109	220	--	--

\* Foi utilizada uma bucha extensora com maior rigidez.

Todas as amostras testadas com estes parâmetros romperam no primeiro filete carregado da extremidade prisioneira, com exceção do prisioneiro longo 06, o qual ocorreu ruptura do dispositivo.

#### 4.2.3.2.2 Avaliação da Vida em Fadiga dos Prisioneiros Curtos

Dado os resultados ainda insatisfatórios com cargas mais baixas, deu-se continuação aos ensaios com elevadas cargas, superiores à 50% do limite de resistência do parafuso. Os resultados estão apresentados nos gráficos das figuras 4.36 à 4.38.

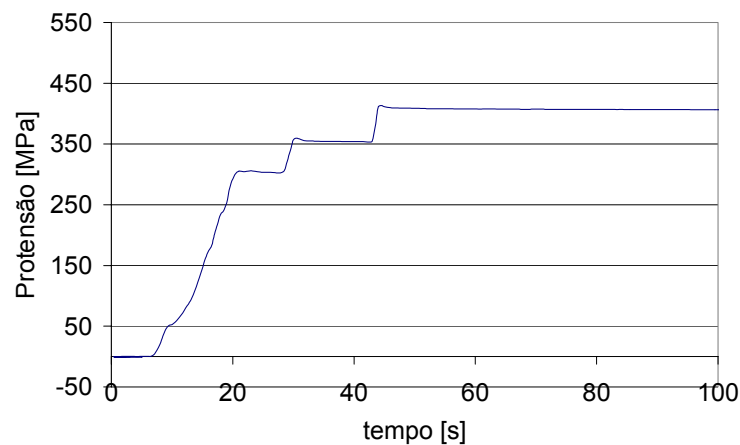


Figura 4.36- Gráfico ilustrando a protensão de aperto do prisioneiro Curto 04. Frequência: 10Hz; Carga: 200kN.

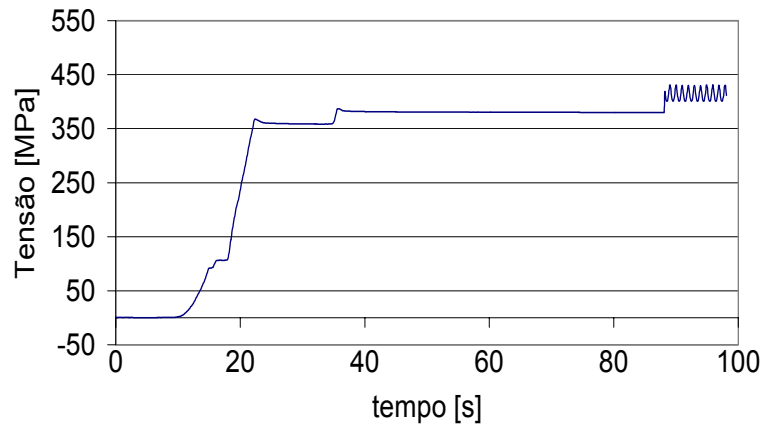


Figura 4.37- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro **Curto 05**. Frequência: 10Hz; Carga: 175kN.

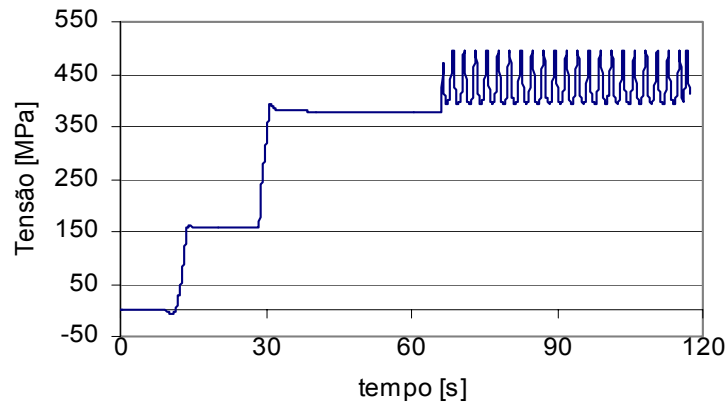


Figura 4.38- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro **Curto 07**. Frequência: 4Hz; Carga: 240kN.

O gráfico da figura 4.39 apresenta a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo de fadiga para os prisioneiros curtos.

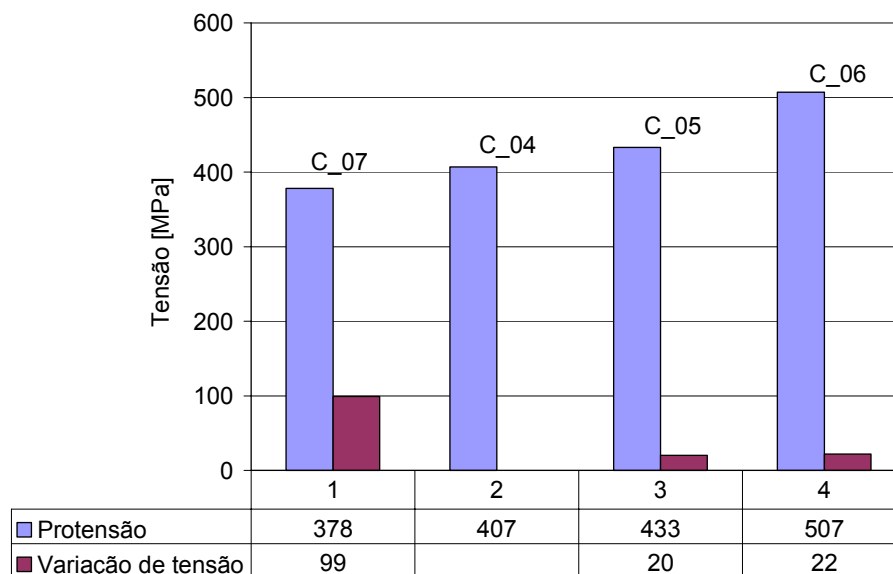


Figura 4.39- Gráfico ilustrando a influência da protensão de aperto em relação à variação de tensão no ciclo para os parafusos curtos.

A tabela 10 apresenta os resultados dos prisioneiros curtos submetidos ao torque calculado de 710Nm.

Tabela 10- Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos com 710Nm de torque aplicado.

Amostra	Ciclos	carga [kN]	Protensão [MPa]	Variação [MPa]
<b>C 04</b>	629254	200	407	--
<b>C 05</b>	5267298	175	433	20
<b>C 06*</b>	4652002	200	507	22
<b>C 07</b>	207875	240	378	99
<b>C 08</b>	1051216	220	--	--

\* Torque aplicado: 800Nm. A amostra não rompeu.

Todas as amostras romperam no primeiro filete carregado da extremidade prisioneira, com exceção das amostras curto 05 e 06 que não romperam.

A partir da amostra curto 08 não foram mais avaliadas a protensão e variação de tensão durante o ensaio.

Uma única amostra, o prisioneiro curto 06, foi aplicado um torque de 800Nm objetivando verificar os benefícios de altas protensões de aperto na vida em fadiga de uniões parafusadas. O torque foi selecionado utilizando apenas a indicação recomendada por *Shigley* de uma protensão de 60% da carga de prova do parafuso para situações de fadiga, desprezando-se o fator 0,9 para conexões permanentes. Calculando o valor do torque com estes parâmetros chega-se a

aproximadamente 790Nm. Portanto, aplicou-se um torque de 800Nm nesta amostra. Devido ao torque elevado aplicado apresentar comportamento em fadiga diferente dos ensaios anteriores este resultados não será considerado na curva de Wöller. Os resultados estão apresentados na figura 4.40 e tabela 10.

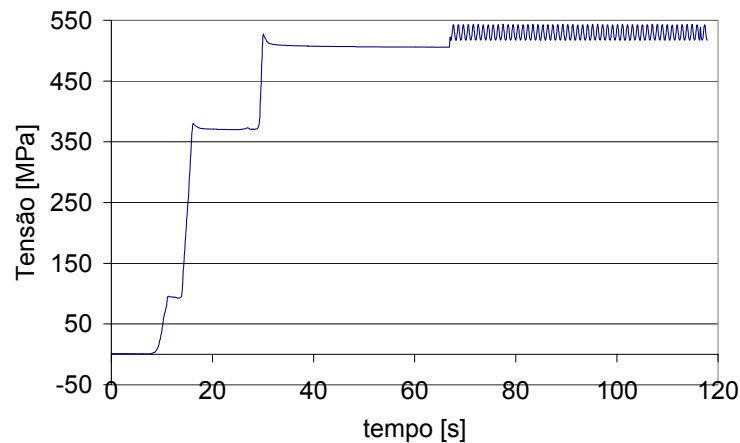


Figura 4.40- Gráfico ilustrando a protensão de aperto seguido do carregamento cíclico do prisioneiro Curto 06. Frequência: 10Hz; Carga: 200 kN; Torque: 800Nm.

#### 4.2.3.3 Quadro Geral dos Resultados

Definida a faixa de aperto satisfatória para os prisioneiros M24 classe 8.8 rosca laminada, foi analisado então o comportamento em fadiga em relação ao comprimento do parafuso, objetivando otimizar o sistema de fixação da corredeira do compressor em estudo. Para tal, traçamos a curva de Wöhler para as duas situações. Os resultados estão apresentados na figura 4.41 e tabela 11.

As amostras que atingiram 5 milhões de ciclos foram interrompidas durante o ensaio.

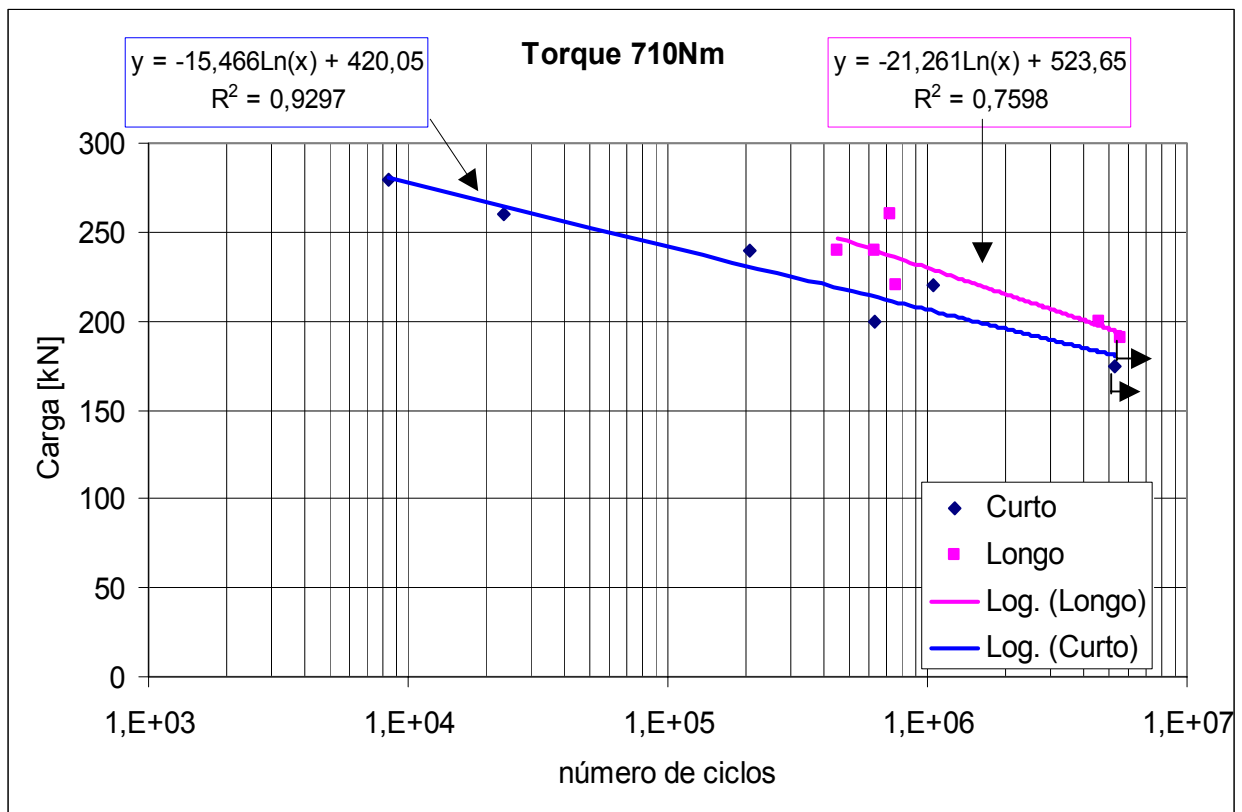


Figura 4.41- Curva de Wöhler apresentando os resultados referentes aos prisioneiros curtos e longos com torque aplicado de 710Nm.

Tabela 11- Resultado referente aos ensaios de fadiga com torque aplicado de 710Nm que entraram na curva de Wöhler.

Amostra	Ciclos	Carga [kN]	Protensão [MPa]	Varição [MPa]	OBS
C 04	629254	200	407		
C 05	5267298	175	433	20	
C 07	207875	240	378	99	
C 08	1051216	220			
C 09	8474	280			
C 10	23536	260			
<b>Média</b>			<b>406,0</b>		
L 05	4585767	200	483	17	
L 06	5559678	190	418		
L 07	450885	240	421	65	Bucha robusta
L 08	631671	240	481	20	Bucha original
L 10	760109	220			
L 11	724543	260			
<b>Média</b>			<b>450,7</b>		

#### 4.2.3.4 Superfícies de Fratura dos Parafusos

A relação entre as áreas de fratura por fadiga e de ruptura final da secção dos parafusos C\_01 e L\_01 são diferentes para um mesmo carregamento externo de 150kN e torque aplicado de 400Nm, figura 4.42. A área da região de propagação de fadiga para o prisioneiro longo é maior que o curto. O número de ciclos alcançados pela amostra L\_01 (394353 ciclos) também foi superior à C\_01 (173742 ciclos).



Figura 4.42- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 01 e Longo 01, ambos com carga externa aplicada de 150kN e torque 400Nm.

Os prisioneiros C\_04 e L\_05 apresentaram também diferenças de áreas de fratura, conforme pode ser visto na figura 4.43. Ambos parafusos foram submetidos a um carregamento externo de 200kN e torque de 710Nm. Observou-se novamente que a região de propagação de fadiga para o prisioneiro longo (4585767 ciclos) é maior que o curto (629254 ciclos)



Figura 4.43- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 04 e Longo 05, ambos com carga externa aplicada de 200kN e torque 710Nm.

Da mesma forma, a fratura do prisioneiro L\_07 (450885 ciclos) apresentou maior região de propagação de fadiga do que a amostra C\_07 (207875 ciclos), figura 4.44. Ambos foram carregados à 240kN e 710Nm.

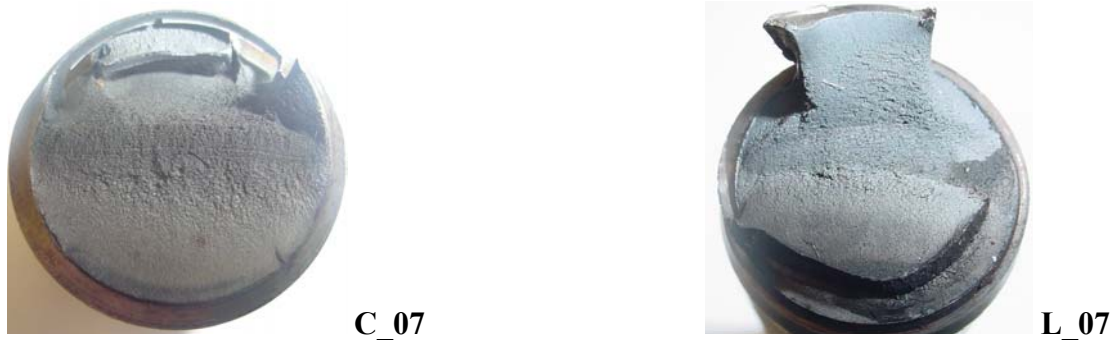


Figura 4.44- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 07e Longo 07, ambos com carga externa aplicada de 240kN e torque 710Nm.

As amostras C\_08 (1051216 ciclos) e L\_10 (760109 ciclos), foram submetidas à 220kN e 710Nm. Apesar do prisioneiro curto neste caso comparativo apresentar maior ciclagem, o parafuso longo apresenta maior área da região propagada (Figura 4.45).



Figura 4.45- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 08 e Longo 10, ambos com carga externa aplicada de 220kN e torque 710Nm.

Apenas uma amostra foi testada à 280kN e sua fratura está apresentada na figura 4.46.

Na comparação da figura 4.47 observou-se também maior região de propagação para o parafuso longo.



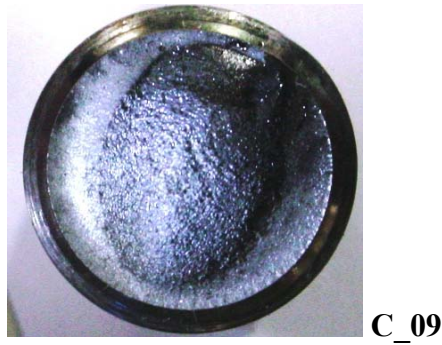


Figura 4.46- Fractografia da fratura dos parafuso Curto 09 e, com carga externa aplicada de 280kN e torque 710Nm.



Figura 4.47- Fractografia das fraturas dos parafusos Curto 10 (23536 ciclos) e Longo 11 (724543 ciclos), ambos com carga externa aplicada de 260kN e torque 710Nm.

A amostra longo 03 rompeu no terceiro filete. Constatou-se que uma trinca no terceiro filete do dispositivo já havia sido nucleada, favorecendo e acelerando assim o processo de propagação de fadiga. No entanto, observa-se uma grande área de propagação de fadiga na secção do parafuso, figura 4.48. A amostra L\_03 foi aplicado 150kN e 710Nm.



Figura 4.48- Fratura do prisioneiro Longo 03 no terceiro filete junto com o dispositivo. Carga 150kN e torque aplicado de 710Nm.

A região de ruptura final dos parafusos prisioneiros apresentaram como micromecanismo de falha coalescimento de microcavidades, figura 4.49. Na região de propagação, observou-se estrias de fadiga em alguns parafusos analisados em microscopia eletrônica de varredura, figura 4.50.

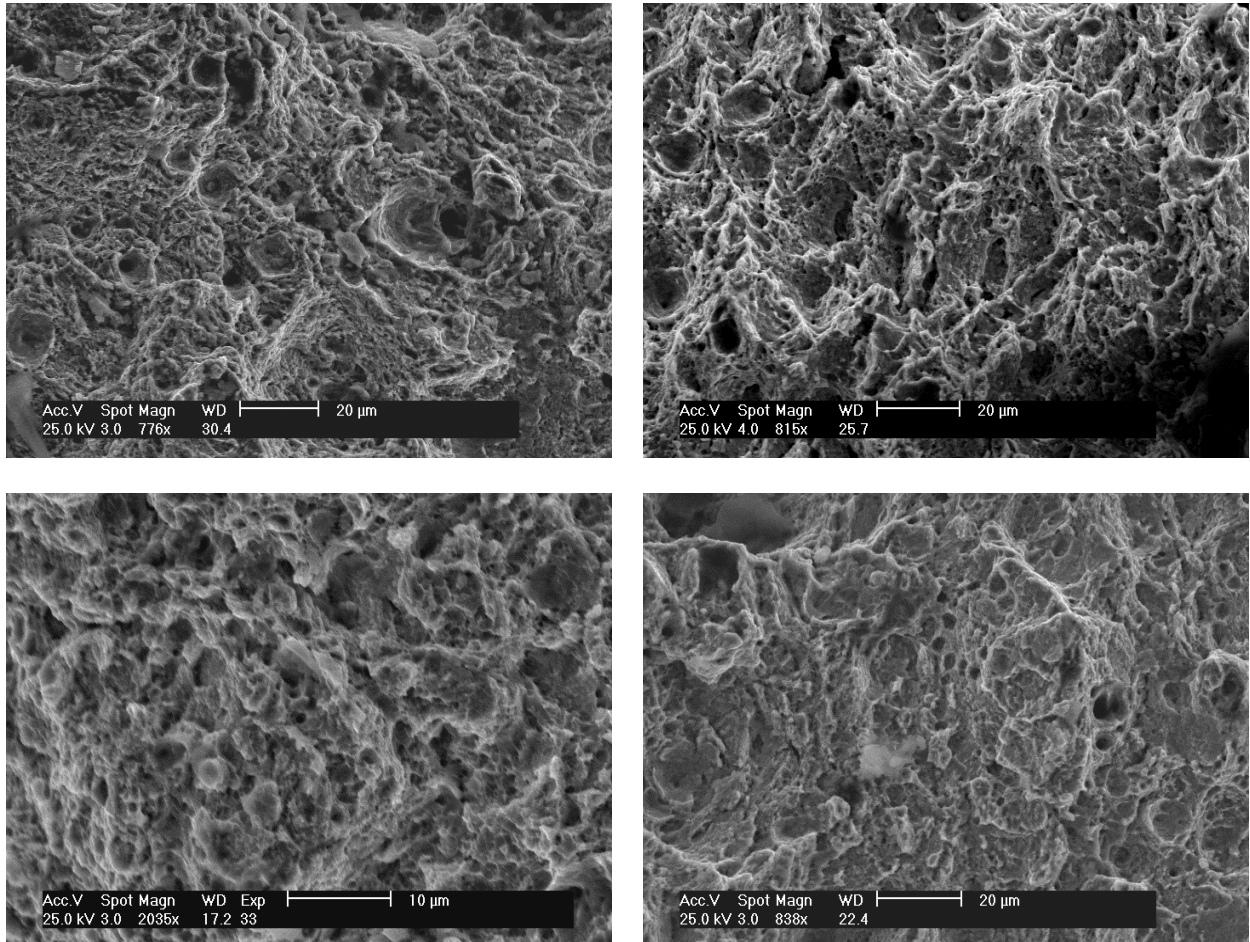


Figura 4.49- Região de ruptura final dos parafusos analisados em MEV apresentou coalescimento de microcavidades.

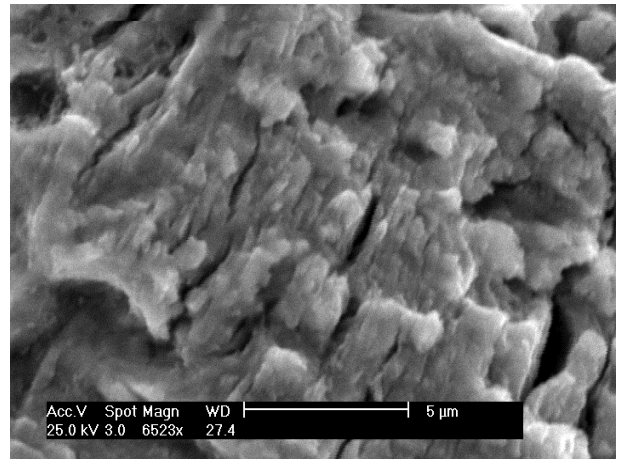
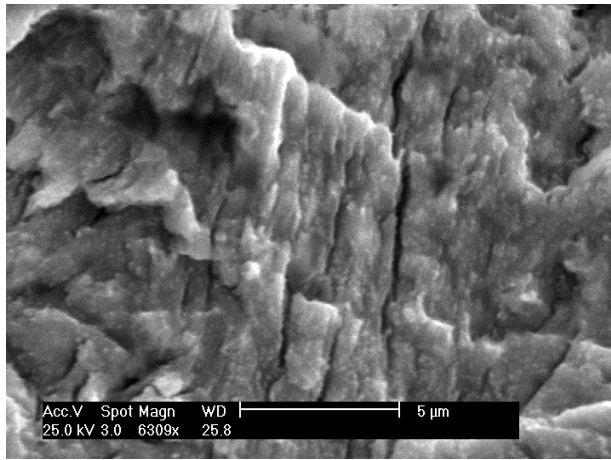
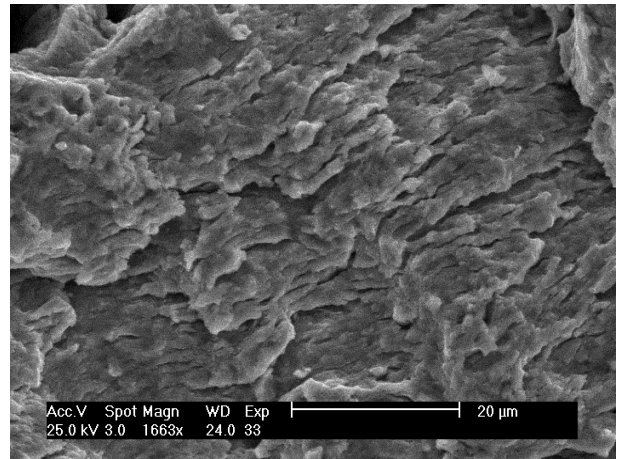
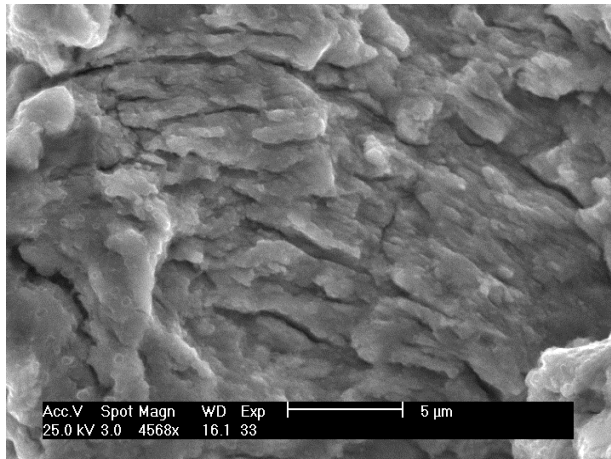


Figura 4.50- Região de propagação da fratura apresentando estrias de fadiga.

## 5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Conforme análise de falha realizada em um parafuso prisioneiro com rosca usinada, o componente rompeu por fadiga, nucleada em escamas no fundo do primeiro filete carregado originadas por processo de usinagem grosseiro. O parafuso não apresentava tratamento térmico, o que não está de acordo com especificações para parafusos classe 8.8. Uma sugestão para melhoria do componente foi a realização de laminação da rosca posteriormente ao tratamento térmico, o qual foi avaliado em ensaios em laboratório. As falhas continuaram a ocorrer mesmo com tal modificação, conforme foi evidenciada um caso de falha por fadiga em um prisioneiro longo sob tais condições sugeridas.

A avaliação do processo de fabricação do parafuso buscou analisar o processo e a classe de alguns parafusos em relação ao seu benefício e facilidade de fabricação, de forma a obter uma vida em fadiga satisfatória para a conexão. Em relação à classe dos parafusos, os testes mostraram melhor desempenho em fadiga para classe 8.8 comparados com a classe 10.9. As amostras submetidas ao processo de fabricação da rosca por laminação seguida de *shot peening*, apresentaram maior vida em fadiga. Porém, o pequeno número de exemplares testados somado a perda de duas amostras, não garante a compensação de tal processo em relação a sua dificuldade de fabricação. Portanto, foi sugerido o processo de laminação da rosca após tratamento térmico por este introduzir uma camada plastificada uniforme que propicia um estado de tensões residuais compressivo no fundo do filete, o qual é o ponto crítico para nucleação de trincas de fadiga. No entanto, tal processo estende a vida do componente em relação ao original usinado do fabricante do compressor, não oferecendo uma vida satisfatória ao componente em serviço, conforme o segundo caso de falha analisado neste trabalho.

A avaliação dos esforços nos parafusos em campo apresentaram uma dispersão dos resultados de protensão de aperto medidos com *strain gauges*. O fato da pré-carga variar com mesmo torque aplicado está principalmente associado ao fato do atrito entre filetes de rosca e face da porca, entre outros fatores como variações de geometria do filete, lubrificação, já discutidos na revisão bibliográfica. No ambiente industrial, algumas vezes torna-se difícil manter todos os componentes sob mesmas condições de lubrificação. Portanto, é sabido que o método de aperto por chaves calibradas confere variações de protensão de aperto. No entanto, grandes variações podem fazer com que o parafuso sustente uma tensão média não prevista em projeto. A maior diferença de protensões encontrada foi entre os parafusos 15 e 16 de aproximadamente 50MPa. Tal diferença não é benéfica à conexão, porém não elucida o caso proposto neste trabalho.

A suspeita de ocorrência de flexão no conjunto carcaça/corrediça foi avaliada através da análise com três extensômetros distantes  $120^\circ$  ao longo da circunferência dos parafusos, da mesma forma que avaliamos no dispositivo de fadiga. No parafuso 16 do compressor, uma diferença de aproximadamente 80MPa foi encontrado entre os extensômetros B e C da figura 3.5. Já o parafuso 2 apresentou danificações dos extensômetros durante aplicação do torque. No entanto, uma diferença significativa de tensão é observada na tendência da curva levantada pelos *strain gauges*. No dispositivo, uma diferença de aproximadamente 57MPa foi encontrado entre os extensômetros 1 e 3 da figura 3.15. Um fato observado no caso do dispositivo é a posição de aplicação do torque. Se observarmos a figura 3.15, a posição da chave de torque inerentemente aplica uma flexão ao parafuso fazendo com que o extensômetro 1 comprima uma certa porção e tracione uma porção proporcional ao lado posterior da circunferência do parafuso. Isto foi observado em alguns casos dos prisioneiros longos, que apresentaram uma componente compressiva nos gráficos de protensão de aperto, devido à flexão provocada pela ação da chave de torque. No caso do compressor, a posição em que o operador aplicou o torque, devido ao espaço físico na área de trabalho, favoreceu a componente trativa do extensômetro C, nos dois parafusos analisados, conforme figura 3.5. Portanto, se a diferença de tensão for muito elevada, o procedimento adotado realmente comprova a ocorrência de flexão ao conjunto aparafusado. A diferença de 80MPa medida no compressor, pode ter sido ocasionada por um pequeno desparalelismo entre faces do flange e carcaça. Porém, esta suposição não é satisfatória se analisada separadamente para a otimização do desempenho em fadiga dos prisioneiros.

A suposição de que uma elevada tração nos parafusos estaria ocorrendo durante acionamento do compressor, visto que o primeiro estágio recebe diretamente a pré-compressão quando transmitida a rotação através do sistema biela/manivela do motor ao pistão da corrediça, não constataram grandes picos de tensão, conforme pode ser visto na figura 4.12. Porém, a frequência de aquisição dos dados dos extensômetros (100Hz) pode ter sido insuficiente para medir um valor mais elevado. O levantamento completo dos esforços, desde a partida da planta até o pleno funcionamento do compressor em carga máxima, indicou que as solicitações apresentam valores admissíveis para a classe dos parafusos.

Apesar dos esforços estarem abaixo dos valores admissíveis, os parafusos continuaram rompendo por fadiga prematuramente, mesmo com as modificações realizadas no processo de fabricação da rosca e material do mesmo. No caso estudado, verificou-se que o fabricante do compressor projetou o sistema de conexão do flange à carcaça através de uma união parafusada, a qual referencia apoiar-se na teoria de aplicação de um torque que induza uma pré-carga de 70%

do limite de escoamento para parafusos selecionados classe 8.8. Utilizando valores de tabelas padronizadas e aplicando tal teoria na qual o fabricante se apóia, chegamos a um valor de 780Nm. O fabricante do compressor recomenda em suas especificações técnicas um torque de 400Nm, o qual é usado em serviço. Após este fato ser observado, estudou-se uma faixa de aperto para parafusos classe 8.8 considerando solicitações dinâmicas. A teoria na qual se apoiou é apresentada por *Shigley*, o qual referencia que para fadiga, existe um valor limite ideal para pré-carga. A protensão de aperto ideal deve ser de 60% da resistência de prova do parafuso para carregamentos cíclicos, segundo *Sligley*. Apoiado nesta teoria, definimos a faixa de aperto ideal para o caso dos prisioneiros selecionados M24 classe 8.8 rosca laminada pós tratamento térmico em 710Nm.

Definida a faixa de aperto, realizou-se ensaios em laboratório para avaliar o desempenho em fadiga de uma conexão com características semelhantes às do flange do compressor. Alguns ensaios foram realizados com a faixa de aperto recomendada pelo fabricante do compressor. Os resultados apresentaram uma dispersão para os valores de pré-carga em todos os casos. Observou-se que com o torque de 400Nm a variação de tensão para uma mesma carga externa aplicada é muito maior do que no caso de aplicarmos 710Nm. Utilizando apenas os valores de protensão medidos através dos *strain gauges*, traçamos uma curva comparativa da variação de tensão e protensão de aperto, conforme figura 5.1.

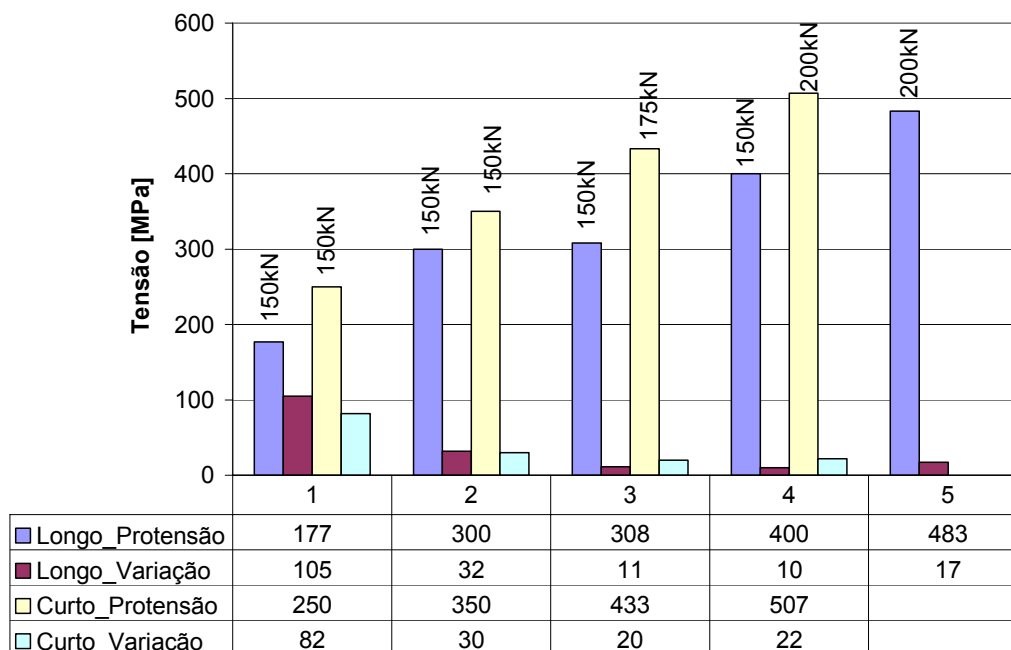


Figura 5.1- Gráfico apresentando a influência de adequadas protensões de aperto na diminuição da amplitude de tensão sustentado pelo parafuso. Carga externa aplicada de 150kN, exceto para as amostras identificadas na figura.

O gráfico da figura 5.1 ilustra a redução da amplitude de carregamento com mesma carga externa e razão de carregamento aplicados. Mesmo com cargas externas maiores, aplicando-se uma elevada protensão à junta, a variação de tensão é menor que nos casos com menores cargas externas, conforme identificadas algumas amostras na curva da figura 5.1.

Apesar de todas as amostras apresentarem dispersão da pré-carga, os prisioneiros longos tem uma capacidade de deformação maior do que os prisioneiros curtos. Assim, com uma maior deformação, apresentará também maior protensão. Isto foi verificado na média das protensões medidas, onde encontramos uma média para os longos de 450MPa e para os curtos de 400MPa. A média aritmética das protensões foi usada apenas para diferenciar o comportamento dos parafusos longos e curtos, e não deve ser considerada para avaliar protensões em projetos de juntas parafusadas.

O estudo de caso deste trabalho reflete as indicações apresentadas por *Kulak et al* (1987) descritas na revisão bibliográfica. Quando trata-se de parafusos de elevada resistência e curtos comprimentos entre as partes unidas, o efeito do comprimento do parafuso tem maior influência na determinação da pré-carga. Em parafusos curtos, quase toda a deformação ocorre no comprimento dos filetes, resultando em uma diminuição da capacidade de deformação. No caso

deste trabalho, o conjunto aparafusado do flange do compressor apresenta uma espessura entre os membros unidos menor que 4 diâmetros do parafuso curto, original de fabricação. Segundo *Kulak*, com essa faixa de comprimento entre os membros e diâmetro selecionado para conexão, deve ser esperado que os parafusos não produzam a referida pré-carga, utilizando o método do giro da porca para o aperto dos membros. Já com o método do torque de aperto, o torquímetro deve ser calibrado para cada comprimento de parafuso.

Outro fato observado é que, considerando projetos convencionais de uniões parafusadas, a inserção da bucha extensora ao parafuso longo reduz a rigidez dos membros. Utilizando a teoria do cone de rigidez com ângulo de  $30^\circ$ , a rigidez da junta com bucha extensora e sem bucha são  $1,17\text{MN/mm}$  e  $2,91\text{MN/mm}$ , respectivamente. O aumento do comprimento entre as partes unidas diminui a rigidez dos membros (*Lehnoff et al, 1996*). Isto faz com que uma maior carga seja transferida ao parafuso (*Shigley e Mischke, 2001*). Estas afirmações contrapõem-se aos resultados dos ensaios apresentados neste trabalho.

*Griza (2000)*, utilizou membros de alumínio e aço e variou o torque de aperto em parafusos M6x1 classe 8.8. Para um mesmo valor de torque, as conexões de aço (com maior rigidez) apresentaram ligeiramente maior limite de fadiga comparadas às de alumínio para torques de  $14,7\text{Nm}$ . Para pequenos valores ( $10\text{Nm}$ ), as montagens em alumínio apresentaram maior limite de fadiga. No entanto, para aqueles valores de torque elevados ( $19,6\text{Nm}$  ou mais), tais limites tendem a atingir um patamar máximo único (Figura 5.2).

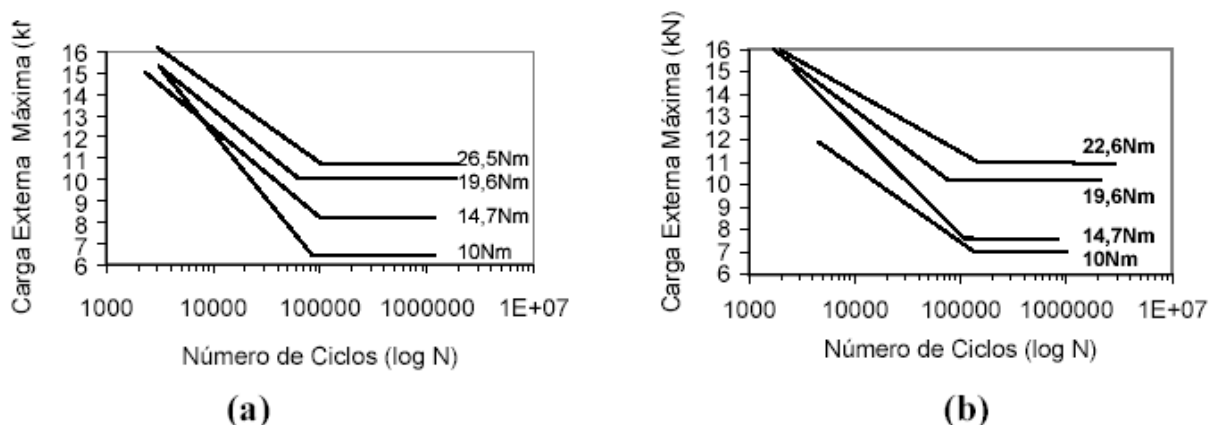


Figura 5.2- Gráficos que correlacionam as diversas linhas de Wöhler para as montagens com placas de aço (a) e para as montagens com placas de alumínio (b). *Griza (2000)*.

*Griza* utilizou um método indireto através do aperto ao escoamento para definir a faixa ideal de torque. Em comparação ao nosso trabalho, se considerarmos as mesmas teorias usadas



para definir o torque dos prisioneiros M24, os parafusos M6 deveriam ser apertados à 8,6Nm. Apesar do limite de fadiga estar acima do torque calculado analiticamente, este provavelmente não danificará a união com deformações excessivas, principalmente quando tratamos de conexões onde desmontagens são previstas.

Foi definido então a faixa de aperto ideal para a conexão em estudo em 710Nm, que conforme estudos realizados, uma adequada protensão à união parafusada tem grande influência na vida em fadiga do conjunto. No entanto, o comprimento do parafuso apresenta também apreciável influência na vida em fadiga das conexões devida as diferentes capacidades de deformação que parafusos curtos e longos apresentam. No estudo de caso deste trabalho, os parafusos longos apresentaram maior vida em fadiga devido as maiores pré-cargas adquiridas durante o torque de aperto e menores amplitudes de tensão no ciclo. Os parafusos curtos, entretanto, deveriam ser apertados com torque mais elevado para que conduza a uma vida em fadiga semelhante aos longos. Uma única amostra curta foi aplicado um torque de 800Nm e carga externa de 200kN. A amostra não rompeu, chegando quase a 5 milhões de ciclos, sendo que estimamos o limite de fadiga para os parafusos curtos em 175kN aplicando 710Nm.

A questão deste trabalho é que muitas variáveis são inseridas no desenvolvimento da metodologia proposta para otimização do conjunto carcaça/corrediça do pré-compressor estudado. A variação de tais parâmetros levam a prolongados períodos de tempo e altos custos de ensaios envolvidos. Portanto, preferiu-se fixar algumas variáveis, como por exemplo o torque de aperto, e variar outras como as cargas externas. Desta forma, reduzindo a dispersão dos resultados.

## 6 CONCLUSÕES

A avaliação do processo de fabricação dos parafusos indicou o melhor desempenho em fadiga para parafusos classe 8.8 rosca laminada posteriormente ao tratamento térmico. No entanto, tal processo estende a vida do componente em relação ao original usinado do fabricante do compressor, não oferecendo uma vida satisfatória ao componente em serviço.

A dispersão dos resultados de protensão medidos com *strain gauges* é principalmente suposta devido às condições de atrito prevalentes que ocorrem durante a montagem. O levantamento completo dos esforços em serviço, desde a partida da planta até o pleno funcionamento do compressor em carga máxima, indicou que as solicitações permanecem abaixo das cargas admissíveis para parafusos classe 8.8.

Após constatado que um baixo torque de aperto estava sendo aplicado à união, realizou-se ensaios em uma junta com características semelhantes as do flange em estudo, aplicando uma protensão de 60% da resistência de prova do parafuso. Os ensaios indicaram que a inserção de uma bucha extensora aos parafusos prisioneiros longos aumentam a vida em fadiga em relação aos prisioneiros curtos.

## 7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A principal questão abordada neste trabalho é a rigidez do sistema. Sugere-se analisar uma melhor estimativa de rigidez por experimentos ou por simulações numéricas. Os dados de deformação medidos no corpo dos prisioneiros podem auxiliar nas simulações.

Outra questão que também está inserida no contexto da rigidez é o comprimento do parafuso. Concluiu-se nos testes que o torque de aperto é dependente do comprimento do parafuso. As equações clássicas que descrevem o aperto em uniões parafusadas não consideram o comprimento do parafuso em suas relações. Sugere-se o equacionamento de uma relação que leve em conta o comprimento do parafuso como variável. A diferença entre as curvas de Wöhler pode auxiliar no equacionamento do torque.

## 8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1- ABNT PB-50. **Furos de Passagem para Parafusos e Peças Roscadas Similares – Dimensões**. Março de 1990.
- 2- ABNT EB-168. **Propriedades Mecânicas de Elementos de Fixação - Parafusos e Prisioneiros**. Julho de 1985.
- 3- ASTM A370. **Standard Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products**. Book of Standards Volume: 01.03.
- 4- Albuquerque, Olavo A. L. Pires e. **Elementos de Máquinas**. Rio de Janeiro. 1982.
- 5- Buda J., **Why Bolts Fail**, Machine Design, Edited by Stephane Muraski Johnson, 1994.
- 6- Cazaud, Roger. **La Fatiga de los Metales**. Madrid : Aguilar, 1957.
- 7- Dragoni E. **Effect of Thread Pitch on the Fatigue Strength of Steel**. Proc IMechE; Vol. 211, pp. 591–600. 1997.
- 8- Eliezer D., Iferganea S., Eliaz N., Sterna N., Koganb E., Shemesha G., Sheinkopfa H.. **The Effect of Manufacturing Processes on the Fatigue Lifetime of Aeronautical Bolts**. Engineering failure Analysis 8 (2001) 227-235. Março 2000.
- 9- Fastening, joining and connecting : **A Mechanical Designers' Workbook**. New York : Mcgraw-Hill, 1990.
- 10- Faires, Virgil Moring. Design of machine elements. New York : Macmillan, 1961.
- 11- Fukuoka T., Takaki T., **Mechanical Behaviors of Bolted Joints in Various Clamping Configurations**, Journal of Pressure Vessel, Vol. 120, 1998.
- 12- Griza, Sandro. **Efeito do Torque na Vida em Fadiga de Uniões Parafusadas**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Metalúrgica e de Materiais. DEMET/UFRGS. Porto Alegre. 2000.
- 13- Habibi N., Majzoobi G.H., Farrahi G.H.. **Experimental evaluation of the effect of thread pitch on fatigue life of bolts**. International Journal of Fatigue XX (2004) XXX-XXX. Novembro 2003.
- 14- Hall, Allen Strickland, Jr.. **Schaum's Outline of Theory and Problems of Machine Design**. Standard handbook of machine design. New York: Mcgraw-Hill, 1986.
- 15- Ito Y., Toyoda J. and Nagata S.. **Interference Pressure Distribution in a Bolt-Flange Assembly**. ASME paper no. 77-WA/DE-11, 1977.
- 16- Juvinall, Robert C.. **Fundamentals of Machine Component Design**. New York : John Wiley & Sons, 1991.
- 17- Kirby B. R.. **The Behaviour of High-strength Grade 8.8 Bolts in Fire**. J. Construct. Steel Research 33 (1995) 3-38. 1995.

- 18- Kulak G. L., Fisher J. W., Struik J. H. A.. **Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints**. John Wiley & Sons. Second Edition. Canada. 1987.
- 19- Lehnhoff T. F., Wistehuff W. E.. **Nonlinear Effects on the Stiffness of Bolted Joints**. Journal of Pressure Vessel Technology; Vol. 118, pp. 48-53. February 1996.
- 20- Lehnhoff T. F., Wistehuff W. E.. **Nonlinear Effects on the Stresses and Deformation of Bolted Joints**. Journal of Pressure Vessel Technology; Vol. 118, pp. 54-58. February 1996.
- 21- Lehnhoff T. F., Bunyard B. A.. **Bolt Thread and Head Fillet Stress Concentration Factors**. Journal of Pressure Vessel Technology; Vol. 122, pp. 180-185. May 2000.
- 22- Lehnhoff T. F., Ko K. II, Mckay M. L.. **Member Stiffness and Contact Pressure Distribution of Bolted Joints**. Journal of Mechanical Design, Vol. 116, pp. 550-557. Junho 1994.
- 23- Morgan R. C., Henshall J. L.. **The Torque-tension Behaviour of 22 x 1,5 mm Bolts for Fixing Spigot-located Wheels on Heavy Commercial Vehicles**. Proc ImechE; Vol. 210, pp. 209-214. 1996.
- 24- Patterson E. A., Hobbs J.W., Burguete R. L., Heyes P. F.. **The Effect of Eccentric Loading on the Fatigue Performance of High-Tensile Bolts**. International Journal of Fatigue; Vol. 22, pp. 531-538. Janeiro 2000.
- 25- Shigley J. E., Mischke C. R., **Mechanical Engineering Design**, 6th edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 2001.
- 26- Siegel, Martin J., Scranton, Pa. **Mechanical Design of Machines**. International Textbook, 1965.
- 27- Veiga, José Carlos. **Juntas Industriais**. Rio de Janeiro : José Olympio, 1993.
- 28- Vallance, Alex. **Calculo de Elementos de Máquinas**. Buenos Aires : Alsina, 1959.
- 29- Warrendale Pa.. **Recent Developments in Fatigue Tecnology**. Society of Automotive Engineers, 1997.
- 30- Warrendale Pa.. **Fatigue Design and Evaluation Technical Committee**. Society of Automotive Engineers. Multiaxial fatigue : analysis and experiments, 1989.
- 31- <http://www.unified-eng.com/scitech/bolt/boltmarks.html>. Dezembro, 2004.

## 9 APÊNDICE I - OTIMIZAÇÃO DO DISPOSITIVO

Em virtude de ocorrerem algumas falhas no dispositivo base, foram realizadas algumas modificações que não comprometessem a re-utilização dos demais dispositivos. As falhas ocorriam na rosca interna M36 do dispositivo base. A primeira falha ocorreu porque a barra roscada M36 não foi inserida até o final do furo, concentrando as tensões na região de rebaixo da peça de menor secção transversal, conforme pode ser visto na figura 9.1.

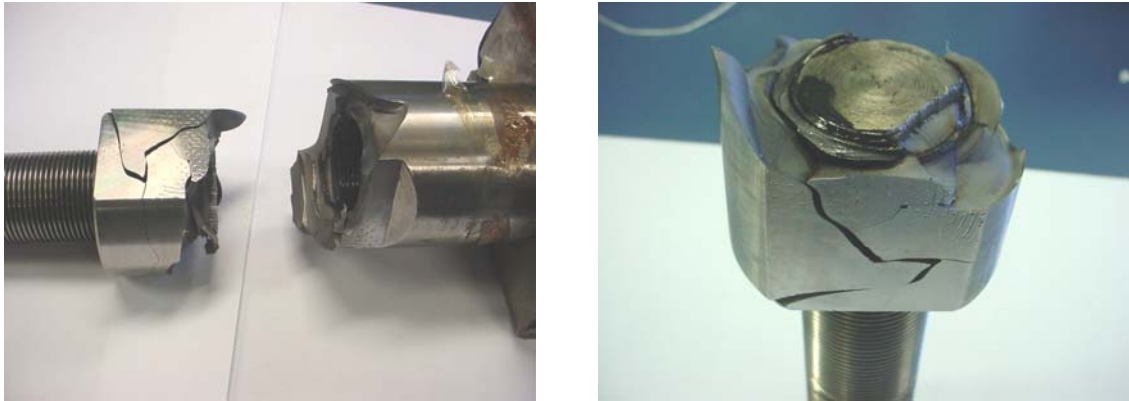


Figura 9.1- Falha ocorrida no dispositivo base na região de menor secção resistente.

A primeira otimização realizada neste dispositivo foi diminuir o comprimento do rebaixo da peça, utilizado para facilitar a montagem através de chaves de boca. Desta forma, um maior comprimento da porção de maior secção transversal garantiu que erros de montagem não interferissem no processo do ensaio. No entanto, continuo ocorrendo a falha, sempre no final da inserção da barra roscada M36, local onde concentram-se as maiores tensões. O caso é que a rosca do dispositivo é confeccionada pelo processo de usinagem, produzindo acabamentos superficiais de baixa qualidade. O processo de laminação de roscas internas é um processo complexo e de elevados custos, sendo que poucas empresas possuem tal processo no Brasil.

A segunda otimização foi o rebaixo da peça na região de maior secção resistente, localizada na parte superior da peça, onde existe um furo M24. Assim, toda a barra roscada M36 está dentro do diâmetro externo de 64 mm da peça, conforme ilustração da figura 9.2. As falhas continuaram a ocorrer.

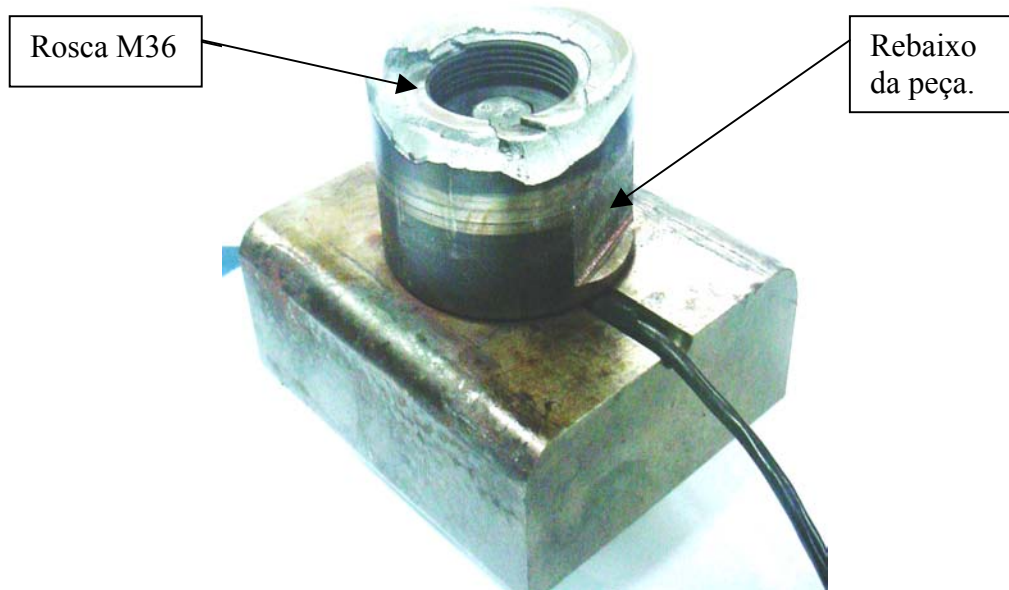


Figura 9.2- Representação do rebaixo do dispositivo base realizado na segunda otimização.

Então, a última alternativa encontrada foi o super-dimensionamento do dispositivo base, de forma que um aumento da secção transversal onde encontra-se a barra rosca M36 para 100mm de diâmetro foi adotado. Um raio de concordância entre o diâmetro de 100mm e o diâmetro maior do cone de rigidez foi utilizado para distribuição de tensão. Neste caso, procurou-se realizar o furo com rosca M36 até certa região onde se garanta que a inserção da barra rosca fique dentro da região de maior secção transversal. A partir do final da rosca M36 realizou-se um furo liso, sem filetes de rosca, até encontrar o furo da rosca M24, com diâmetro compatível ao cachimbo da chave para retirada do prisioneiro fraturado. Devido aos maus acabamentos de usinagem da rosca, adotou-se este furo liso procurando aumentar a vida da peça. A figura 9.3 ilustra tal otimização. Não foram observadas novas falhas com tal otimização.

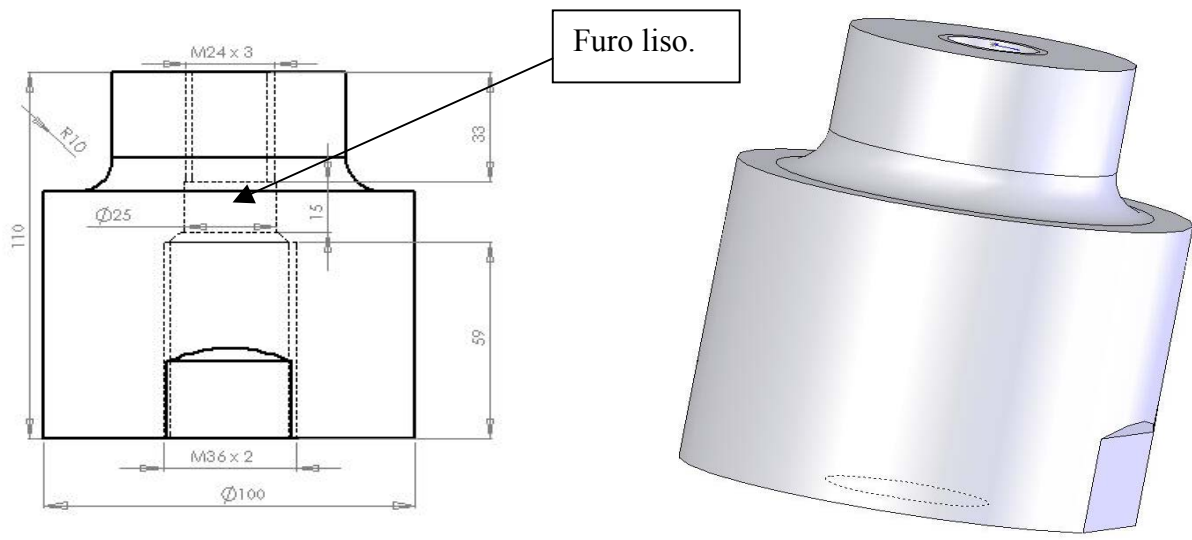


Figura 9.3- Otimização final do dispositivo base para o ensaio de fadiga no atuador de 250kN.