

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO E DO DESPORTO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
Escola de Engenharia  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais-  
PPGEM

EFEITO DO TORQUE NA VIDA EM FADIGA DE UNIÕES PARAFUSADAS

Sandro Griza

Dissertação para obtenção do título de Mestre  
em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais

Porto Alegre

Maio de 2000

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO E DO DESPORTO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
Escola de Engenharia  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais-  
PPGEM

## EFEITO DO TORQUE NA VIDA EM FADIGA DE UNIÕES PARAFUSADAS

Sandro Griza  
Engenheiro Mecânico

Trabalho realizado no Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF) do Departamento de Metalurgia (DEMET) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), dentro do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais - PPGEM, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Metalurgia Física

Porto Alegre  
Maio de 2000

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração em Metalurgia Física, e aprovada em sua forma final, pelo Orientador e pela Banca Examinadora do Curso de Pós-Graduação.

Orientador: Prof. Dr. Afonso Reguly  
Co-orientador: Prof. MsC Carlos Alberto Cassou

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker / PPGEM - UFRGS

Prof. Dr. Wilson Batista / DEMEC - UFRGS

Prof. Dr. Luiz Carlos Pereira / COPPE - UFRJ

Prof. Dr. Telmo R. Strohaecker  
Coordenador do PPGEM

Dedico à Simone  
e a todos lá em casa

## AGRADECIMENTOS

Agradeço especialmente ao Professor e Mestre Carlos Alberto Cassou, o mentor deste trabalho, por toda a ajuda.

Ao Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, em especial à equipe do Grupo de Análise de Falhas, ao graduando Tiago Samuel Renck e ao Professor Doutor Telmo Roberto Strohaecker, que por muitas vezes me isentaram da lida diária permitindo a elaboração deste trabalho.

Ao mestrando Márcio Milititsky e ao doutorando Paulo Rogério Tavares, pelos *papers* garimpados na *Colorado School of Mines*.

Ao graduando em Engenharia Metalúrgica Genaro Zanon e ao graduando em Engenharia de Materiais Carlos “Beavis” D’Ávila por toda a ajuda com os ensaios de fadiga.

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>1. 1. HISTÓRICO</b>	<b>1</b>
<b>1. 2. TEMA</b>	<b>4</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>6</b>
<b>2.1. TIPOS DE CARREGAMENTO CÍCLICOS</b>	<b>6</b>
<b>2. 2. CURVAS DE WÖHLER OU S-N</b>	<b>7</b>
<b>2. 3. DIAGRAMA DE GOODMAN</b>	<b>8</b>
<b>2. 4. O DIAGRAMA DE HAIGHT</b>	<b>12</b>
<b>2. 5. O PARAFUSO</b>	<b>15</b>
<b>2. 5. 1. CONSIDERAÇÕES SOBRE PARAFUSOS</b>	<b>15</b>
<b>2. 5. 2. FORMAS DE CARREGAMENTO QUE NORMALMENTE ATUAM NUM PARAFUSO</b>	<b>18</b>
<b>2. 5. 3. FALHAS TÍPICAS EM PARAFUSOS</b>	<b>21</b>
<b>2. 5. 4. COMPORTAMENTO EM FADIGA DOS PARAFUSOS</b>	<b>27</b>
<b>2. 5. 5. O EFEITO DA TENSÃO MÉDIA NO LIMITE EM FADIGA DE PARAFUSOS</b>	<b>32</b>
<b>2. 5. 6. TORQUE</b>	<b>33</b>
<b>2. 5. 7. PORQUE PROTENSÃO É IMPORTANTE</b>	<b>38</b>
<b>2. 5. 8. CARGA E DEFORMAÇÃO NAS UNIÕES PARAFUSADAS</b>	<b>39</b>
<b>2. 5. 9. CONSTRUÇÃO DE GRÁFICOS DE UNIÕES PARAFUSADAS</b>	<b>40</b>
<b>2. 5. 10. GRÁFICOS DE UNIÕES PARAFUSADAS SUJEITAS A CARREGAMENTO EXTERNO</b>	<b>41</b>
<b>2. 5. 11. O EFEITO DE FORÇAS EXTERNAS COMPRESSIVAS</b>	<b>43</b>
<b>2. 5. 12. UM CRITÉRIO DE ESCOLHA DA PROTENSÃO DE TRABALHO</b>	<b>44</b>
<b>2. 5. 13. MELHORIAS NO DESEMPENHO DE UNIÕES PELO APERTO DO PARAFUSO NO ESCOAMENTO</b>	<b>53</b>
<b>2. 5. 14. MODIFICAÇÕES QUE AUMENTAM A RESISTÊNCIA DAS CONEXÕES</b>	<b>55</b>
<b>3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL</b>	<b>60</b>
<b>3. 1. O EFEITO DO TORQUE NA VIDA EM FADIGA DE CONEXÕES PARAFUSADAS COM PARAFUSOS M6X1 COMERCIAL - DESCRIÇÃO</b>	<b>60</b>
<b>3. 2. DISPOSITIVO</b>	<b>60</b>
<b>3. 3. METODOLOGIA</b>	<b>64</b>
<b>3. 4. AMOSTRAGEM</b>	<b>66</b>

<b>3. 5. ENSAIOS DE FADIGA</b>	<b>67</b>
<b>3. 5. 1. ACURÁCIA</b>	<b>68</b>
<b>4. RESULTADOS</b>	<b>69</b>
<b>4. 1. CARACTERIZAÇÃO MECÂNICA DOS PARAFUSOS</b>	<b>69</b>
<b>4. 2. CARACTERIZAÇÃO METALÚRGICA DOS PARAFUSOS</b>	<b>70</b>
<b>4. 3. RUPTURA ESTÁTICA POR TORÇÃO</b>	<b>72</b>
<b>4. 4. DEFORMAÇÃO DEVIDO AO APERTO</b>	<b>72</b>
<b>4. 5. ENSAIOS DE FADIGA</b>	<b>73</b>
<b>4. 6. SUPERFÍCIES DAS FRATURAS POR FADIGA</b>	<b>76</b>
<b>4. 7. CÁLCULOS DAS TENSÕES NOS PARAFUSOS</b>	<b>79</b>
<b>5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS</b>	<b>83</b>
<b>6. CONCLUSÕES</b>	<b>86</b>
<b>7. SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS</b>	<b>87</b>
<b>8. BIBLIOGRAFIA</b>	<b>88</b>
<b>9. ANEXO I – MEMORIAL DE CÁLCULO DAS TENSÕES NOS PARAFUSOS</b>	<b>91</b>

---

## LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1 – Tipos característicos de carga. Stemmer (1963)</i>	6
<i>Figura 2 – Curvas de Wöhler para trilhos ferroviários, utilizando flexão em 4 pontos. Gobbi (1995).</i>	8
<i>Figura 3 - Diagrama de Smith para um componente com as mesmas propriedades em tração e compressão. Entretanto, este diagrama traz um paradoxo, pois a fadiga traz conceitualmente a necessidade de cargas trativas. Não há como explicar o processo com cargas negativas ou compressão pura.</i>	10
<i>Figura 4 - Representação de diagramas de Goodman, na região positiva da tensão média. Boyer (1996)</i>	11
<i>Figura 5 - Os vários métodos empíricos de relacionar o limite de fadiga com a tensão média podem ser expressos no diagrama de Haight. Burguete e Patterson (1995)</i>	13
<i>Figura 6 – Acima (a), a terminologia utilizada para as roscas. Abaixo (b), a forma básica dos filetes de um parafuso Métrico, onde <math>H = 0,5(3)^{1/2}p</math>. Shigley e Mischke (1989)</i>	16
<i>Figura 7 – Distribuição de tensões típica (a) e distribuição do fator de concentração de tensões típica (b) para um parafuso ISO M12 com 10mm de altura da porca. Dados obtidos de várias teorias. Patterson (1990)</i>	29
<i>Figura 8 - Esquema mostrando as variações da deflexão do parafuso e os membros devido à carga aplicada. Nota-se a variação na altura das placas e do parafuso. (a) Ajuste sem folga; (b) aplicação de uma força de aperto chamada de protensão (V); (c) aplicação da carga externa dividida ao parafuso (<math>F_p</math>) e aos membros (<math>F_m</math>).</i>	39
<i>Figura 9 - Construção do diagrama de juntas parafusadas.</i>	40
<i>Figura 10 - Gráfico para uniões parafusadas sem aplicação de força externa. A força de aperto, ou protensão está simbolizada por (V).</i>	41
<i>Figura 11 - Gráfico de força correlacionada à deformação para juntas parafusadas sujeitas a carregamento externo.</i>	42
<i>Figura 12 - Diagrama que correlaciona a força e a extensão de uma conexão rígida (a) e de uma conexão com menor rigidez (b).</i>	43
<i>Figura 13 – A representação cíclica destes diagramas refere-se apenas ao carregamento despendido ao parafuso. O valor modular (P) é, na verdade, a soma da parcela atribuída ao parafuso e as placas.</i>	47
<i>Figura 14 – Cone equivalente para estimar a compressão dos membros. Shigley e Mischke (1989).</i>	49
<i>Figura 15 - A curva que correlaciona carga e extensão para um parafuso em tração pura segue a curva clássica (linha sólida). Para um parafuso apertado com uma chave, a tensão de torção causa escoamento a uma baixa carga (linha interrompida). Isto explica a capacidade de carga adicional quando em tração. Bickford (1998)</i>	54
<i>Figura 16 – Parafusos com haste reduzida. Um bom projeto evita cantos vivos abaixo da cabeça do parafuso (a) e evita, ainda, a liberdade da haste com relação às placas unidas (d). Nishida (1992)</i>	57
<i>Figura 17 - Diagrama mostrando modificações nos filetes da porca e suas dimensões. Todas dimensões em milímetros, passo de 3,5mm e altura do filete 3,30l. Patterson e Kenny (1986).</i>	58
<i>Figura 18 - Diagrama mostrando as dimensões e modificações das porcas. Patterson e Kenny (1987)</i>	58
<i>Figura 19 – Projeto inicial do dispositivo utilizado para os ensaios em fadiga dos parafusos.</i>	61
<i>Figura 20 – Sucessivo desenvolvimento do dispositivo a partir do modelo inicial visto na figura anterior.</i>	61
<i>Figura 21 - Fixador para aplicação da carga externa.</i>	63

<i>Figura 22 - Fixador para as placas.</i>	63
<i>Figura 23 – Placas de aço (esquerda) e placas de alumínio com a inserção de uma bucha de aço.</i>	63
<i>Figura 24 - Desenho de montagem do dispositivo.</i>	64
<i>Figura 25 - A imagem mostra o dispositivo montado para o teste de fadiga no sistema para testes de materiais.</i>	65
<i>Figura 26 – Curva que correlaciona a tensão com a deformação típica dos ensaios de tração dos parafusos.</i>	69
<i>Figura 27 – Aspecto macroscópico da fratura estática de um parafuso seguida de micromecanismo predominantemente formado por coalescimento de microcavidades.</i>	69
<i>Figura 28 - Metalografias dos parafusos. Microestrutura bainítica. Ataque: nital 2%. Aumentos de 1000x e 500x, respectivamente.</i>	70
<i>Figura 29 - Micrografias revelando a estrutura perlítica e ferrítica das porcas. Ataque: nital 2%. Aumentos de 200x e 500x, respectivamente.</i>	70
<i>Figura 30 - As arruelas são essencialmente ferríticas. Ataque: nital 2%. Aumentos de 200x e 500x, respectivamente.</i>	71
<i>Figura 31 - A esquerda observa-se a deformação plástica de uma das arruelas que foi montada com torque de 10Nm e suportou a carga externa de 12kN por 12388 ciclos com placas de alumínio. A direita, a deformação plástica de um filete da porca após a ruptura por torque de 24,52Nm com placas de aço. Ataque: nital 2%. Aumentos de 50x e 200x, respectivamente.</i>	71
<i>Figura 32 – Tamanho de grão médio dos parafusos testados com ampliação de 500x. Ataque: reativo a base de ácido pícrico com agente tensoativo.</i>	71
<i>Figura 33 – Deformação medida com micrômetro centesimal. Em (a), uniões de aço. Em (b), uniões de alumínio.</i>	73
<i>Figura 34 – Curvas logarítmicas de Wöhler para o torque de 10Nm. Em (a) os ensaios com placas de aço onde o tamanho de degrau foi considerado entre 6,5kN e 7,5kN. Em (b) ensaios com placas de alumínio. Foram ensaiados apenas 13 parafusos e o limite foi considerado contando cinco parafusos no patamar entre 7kN e 7,3kN.</i>	74
<i>Figura 35 – Curvas logarítmicas de Wöhler para o torque de 14,7Nm. Em (a) os ensaios com placas de aço onde o tamanho de degrau foi considerado com cinco parafusos entre 8kN e 9kN. Em (b) ensaios com placas de alumínio considerando o limite com cinco parafusos do patamar.</i>	74
<i>Figura 36 – Curvas logarítmicas de Wöhler para o torque de 19,6Nm. Em (a) os ensaios de apenas treze (13) parafusos com placas de aço onde o tamanho de degrau foi considerado contando cinco parafusos entre 10kN e 10,5kN. Em (b) ensaios com placas de alumínio com o limite considerado no patamar entre 10kN e 10,5kN. Nota-se a grande dispersão neste caso.</i>	75
<i>Figura 37 – Em (a), curva logarítmica de Wöhler para as placas de aço com torque de 26,5Nm, onde o tamanho de degrau foi considerado entre 10kN e 11kN. Em (b) ensaios com placas de alumínio e torque de 22,6Nm. O limite foi considerado contando seis parafusos no patamar.</i>	75
<i>Figura 38 – Limites de fadiga para os ensaios realizados. Em (a), uniões de aço. Em (b), uniões de alumínio.</i>	75
<i>Figura 39 - Curvas logarítmicas de Wöhler para o conjunto com torque de 14,7kN e arruela de nylon (1,5mm espessura).</i>	76
<i>Figura 40 – Uniões de aço com 14,7Nm de torque. Da esquerda para a direita, a carga externa aplicada foi 15kN com 6252 ciclos, 13kN com 5422 ciclos, 10,5kN com 31476 ciclos e 8,5kN com 871542 ciclos.</i>	77

<i>Figura 41 – Uniões de aço com 26,5Nm de torque. Da esquerda para a direita, a carga externa aplicada foi 16kN com 2880 ciclos, 14kN com 10783 ciclos, 13kN com 36767 ciclos e 11kN com 427013 ciclos.</i>	77
<i>Figura 42 – Uniões de alumínio com 14,7Nm de torque. Da esquerda para a direita, a carga externa aplicada foi 14kN com 6886 ciclos, 13kN com 24585 ciclos, 10,5kN com 16632 ciclos e 8kN com 857655 ciclos.</i>	77
<i>Figura 43 – Uniões de alumínio com 22,6Nm de torque. Da esquerda para a direita, a carga externa aplicada foi 15kN com 40106 ciclos, 13kN com 13286 ciclos, 12kN com 76984 ciclos e 11kN com 285284 ciclos.</i>	77
<i>Figura 44 - A região de fratura final dos parafusos rompidos por fadiga apresentou coalescimento de microcavidades.</i>	78
<i>Figura 45 - Aspecto da superfície rompida por fadiga de alguns dos parafusos que romperam sob fadiga de baixo ciclo (com 100000 ciclos ou menos) antes do ponto de deflexão do limite de fadiga. Somente nestes verificou-se as estrias de fadiga.</i>	78
<i>Figura 46 – Gráfico da união parafusada com placas de aço e torque de 10Nm, considerando a carga externa máxima (P<sub>máx.</sub>) de 6,8kN encontrada na curva de Wöhler correspondente. Os cálculos analíticos advindos da deformação média dos parafusos apresentam uma desconformidade, pois a carga externa aplicada (P<sub>máx.</sub>) é maior que a carga máxima (P<sub>0máx.</sub>) de 5,2kN na conexão.</i>	80
<i>Figura 47 – Gráficos corrigidos por interpolação com torque de 10Nm para as placas de aço (a) e para as placas de alumínio (b).</i>	81
<i>Figura 48 – Gráficos com torque de 14,7Nm para as placas de aço (a) e para as placas de alumínio (b).</i>	81
<i>Figura 49 – Gráficos com torque de 19,6Nm para as placas de aço (a) e para as placas de alumínio (b).</i>	82
<i>Figura 50 – Gráficos com torque de 26,5Nm para as placas de aço (a) e 22,6Nm para as placas de alumínio (b).</i>	82
<i>Figura 51 - Gráfico que correlaciona a amplitude de tensão com a tensão média para todos os limites de fadiga adquiridos.</i>	82
<i>Figura 52 – 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).</i>	83
<i>Figura 53 – Esquema mostrando a divisão da união das partes para o cálculo da rigidez.</i>	91

## LISTA DE TABELAS

<i>Tabela I</i> – Análise química dos parafusos (% em peso). _____	71
<i>Tabela II</i> – Limite médio de torque de ruptura para as duas placas _____	72
<i>Tabela III</i> – Deformação e Extensão para os Ensaios com Placas de Aço _____	72
<i>Tabela IV</i> – Deformação e Extensão para os Ensaios com Placas de Alumínio _____	73
<i>Tabela V</i> – Limites de Fadiga para os Ensaios com Placas de Aço _____	76
<i>Tabela VI</i> – Limites de Fadiga para os Ensaios com Placas de Alumínio _____	76
<i>Tabela VII</i> – Valores calculados a partir da teoria linear para as placas de aço. _____	79
<i>Tabela VIII</i> - Valores calculados a partir da teoria linear para as placas de alumínio. _____	79
<i>Tabela IX</i> – Valores de protensão corrigidos por um fator de correção. _____	80

## RESUMO

A abordagem convencional do comportamento em fadiga dos parafusos desconsidera o material a ser unido (os membros). Uma conexão parafusada, entretanto, deve ser analisada como um sistema completo, levando em consideração as características dos fixadores: porca, parafuso e arruelas, bem como o material a ser fixado. Neste trabalho foi analisado, através de ensaios cíclicos, o comportamento em fadiga de duas espécies de materiais fixados: aço e alumínio; e o agente de variação da tensão média foi o torque aplicado.

Foram realizadas análises a partir de uma amostragem de parafusos convencionais ISO M6X1 para averiguar a confiabilidade da amostra. Tais análises consistiram em ensaios estáticos de tração, ensaios de dureza, análises químicas e microestruturais.

Posteriormente foram construídas as curvas de *Wöhler* advindas de ensaios de fadiga realizados através de um dispositivo especial, construído de modo a possibilitar uma montagem com aplicação de torque. O valor da tensão induzida pela fixação foi obtida a partir das medidas de deformação dos parafusos.

A conclusão básica deste trabalho foi que maiores valores de torque determinam maior vida em fadiga de uma união, independentemente do material fixado. Por outro lado, trabalhando-se no regime elástico, é possível dimensionar um parafuso a partir do conhecimento da sollicitação externa a ser aplicada e da natureza dos materiais fixados.

## ABSTRACT

The traditional approach to fatigue behavior of mechanical fasteners disregards the material of the joint to be fastened. A bolted joint, however, must be examined as a complete system, the characteristics of the fastening system, bolt, nut and washer, as well as, the clamped material should be considered. In this work the fatigue behavior of two clamped materials: steel and aluminum; and different preload conditions were studied.

Conventional threaded ISO M6X1 screws were used in this study. To assure sample reliability tensile tests, hardness, chemical composition and microestructural analysis were performed on screws from the same lot used for this work.

A series of *Wöhler* curves, stress vs. number of cycles to failures, were plotted from data obtained using an special accessory that allowed a different preload to be applied on the screws for each test condition. The stress applied on the screw was calculated from the strain observed on the bolt.

The main conclusion of this work was that higher torque resulted in an increment in the fatigue life of mechanically fastened joint, regardless of the clamped material. In the elastic regime, the design of a bolted joint is possible knowing the external loads applied to the system and the nature of the material to be clamped.

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. HISTÓRICO

A união dos componentes de máquinas, ferramentas e estruturas em geral é um importante método construtivo. Muitas vezes é impossível projetá-los sem que seja empregada alguma forma de conexão, como parafusos, por exemplo. Observe-se o caso de uma treliça utilizada em uma ponte ou cobertura. É difícil imaginar outra forma de construção além daquela em que as barras sejam unidas após a fabricação individual dos componentes.

Mas nem só as complexidades geométricas governam a aplicação de métodos de união. As vezes é imprescindível utilizar-se parafusos. Veja-se o caso de um motor automotivo, ou uma caixa redutora. Os eixos, engrenagens e todos elementos internos são acessíveis apenas por compartimentos conectados – geralmente parafusados.

Em diversos casos, ainda, os parafusos são utilizados a fim de diminuir custos. Em casos de falha de um sistema único, a parte mais vezes afetada é conectada e, assim, será descartada em detrimento do sistema.

Percebe-se, a partir destas poucas explanações, a versatilidade das conexões. No entanto, os estudos voltados aos elementos de fixação podem ser considerados escassos.

O interesse por um maior conhecimento de como conexões parafusadas respondem às cargas cíclicas externas – responsáveis pela maioria das falhas – é que impulsionou a elaboração deste trabalho.

A união dos materiais é um tópico multidisciplinar que está constantemente em evolução devido aos requisitos cada vez mais severos de desempenho e redução dos custos. Os desenvolvimentos nesta área incluem soldagem, adesivos químicos, rebites, parafusos de pressão, parafusos de retenção. Entretanto, as conexões aplicadas na indústria, nos dias atuais, são dominadas por três tipos básicos: as parafusadas, as soldadas e aquelas rebitadas. Outras formas de acoplamento tais como a brasagem e os adesivos químicos também merecem ser mencionados, mas têm suas aplicações específicas em sistemas que sofrem pequenas amplitudes de carregamentos. Contudo,

a indústria metal - mecânica ainda hoje projeta as suas conexões de maior responsabilidade através dos três métodos mencionados anteriormente.

No caso de uniões parafusadas é necessário conhecer o seu desempenho para os diversos tipos de cargas, a fim de assegurar a integridade da conexão sem que ocorra o desaperto ou falha do parafuso. Segundo *Shigley e Mischke (1989)*, o estudo do comportamento de juntas parafusadas envolve conhecimentos de projeto, material, distribuição de carga e fatores econômicos. A questão de custos em termos de parafusos, apesar de sutil, é importante quando considerada a aplicação em grande escala. A tendência atual é diminuir a dimensão dos elementos, fazendo com que seja aumentada a confiabilidade. Isto exige investimentos em pesquisa para que o entendimento dos componentes e elementos seja dominado e as falhas sejam evitadas.

A engenharia civil e de materiais também segue esta tendência, sendo que muitos são os trabalhos desenvolvidos nestas áreas a respeito de uniões parafusadas sujeitas principalmente a cargas de flexão e de cisalhamento.

A área médica ou biomecânica, por outro lado, acentua o caráter multidisciplinar pois vem desenvolvendo muitos trabalhos visando implementar próteses que nada mais são que componentes conectados de forma a substituir estruturas ósseas danificadas. Muitos são, também aqui, os trabalhos que tratam de novos materiais e métodos para o cálculo das próteses, bem como a sua resistência a um delicado meio agressivo tal como o interior do corpo humano.

Em se tratando de áreas metal-mecânicas, existem diversos tipos de parafusos que têm sido desenvolvidos ou projetados ao longo do tempo para sua aplicação específica. Com efeito, em cada projeto de máquina ou estrutura, não sendo possível utilizar um parafuso padronizado, o projetista tem a liberdade de modificar a forma da cabeça, da haste, bem como a relação das dimensões e, até mesmo, os materiais utilizados. Mas a região dos filetes dificilmente foge das normas geométricas hoje em vigor. Aqui destaca-se a forma de filete triangular, que é a mais utilizada e distingue-se por dois ângulos entre flancos. O de sessenta graus ( $60^{\circ}$ ) imposto pelas normas Métrica e Unificada, e o de cinquenta e cinco graus ( $55^{\circ}$ ) devido a norma *Witworth*.

Conforme relata *Nishida (1992)*, a origem dos parafusos na Europa data dos tempos antes de Cristo. Segundo *Oliveira (1964)*, a partir do final do século IX

algumas normas foram estabelecidas visando unificar a produção e aplicação de parafusos. A rosca métrica nasceu de um congresso internacional de unificação geométrica de roscas em 1898. É a rosca oficial de países como França, Itália, Índia, China, Suécia e também o Brasil, onde a rosca métrica é a mais aplicada. Com a mesma intenção de unificar a produção dos parafusos, Estados Unidos, Canadá e Inglaterra estabeleceram em 1948 a Norma Unificada.

Devido a sua grande praticidade, muitas vezes não é dada a devida importância ao projeto das uniões parafusadas. É muito fácil trocar um conjunto de parafusos que apresentam problemas em serviço. Mas por outro lado, uma ruptura catastrófica de um simples parafuso pode levar ao colapso total de um equipamento ou estrutura.

A conveniência de montagem das uniões parafusadas, segundo *Buda (1994)*, também as torna mais complexas, aumentando o potencial de falha tanto para os elementos de fixação quanto para os membros unidos.

Hoje em dia já existe uma ampla literatura abordando o estudo dos parafusos. Normas de fabricação e controle de parafusos de responsabilidade já indicam a necessidade de ensaios, inclusive quanto a sua vida em fadiga. Alguns estudos também sugerem modificações em projeto que aumentem o limite de fadiga dos parafusos. Apesar disso, poucos trabalhos tratam da união parafusada como um todo, ou seja, considerando o conjunto de partes unidas.

A importância do estudo da fadiga é baseada no fato de que quase todo componente móvel e grande parte das estruturas estão submetidas a ciclos de tensões variáveis com o tempo.

Ainda segundo *Buda (1994)*, os parafusos geralmente falham devido a uma de quatro causas: sobrecarga, fadiga, corrosão e fragilidade.

Na realidade, segundo *Nishida (1992)*, a grande maioria das falhas que ocorrem em serviço são devidas à fadiga, o restante das falhas acontecem normalmente por erro de projeto, material defeituoso ou solicitações imprevistas em projeto, além de outros motivos tais como a ação deterioradora do próprio ambiente. As juntas parafusadas também seguem esta tendência. Um estudo estatístico foi apresentado por *Nishida (1992)*, onde constatou que os parafusos encontram-se em terceiro lugar em termos de

falhas, além do que esta posição deve estar crescendo rapidamente, pois o número de falhas em parafusos atualmente é estimada sendo maior.

Ainda, segundo *Lehnhoff e Wistehuff (1996)*, o valor dos parafusos como conectores é historicamente muito grande e as uniões parafusadas continuarão crescendo em uso no futuro.

Para o caso de conexões parafusadas, os próprios limites de montagem determinam dois responsáveis principais por falhas do conjunto. São estes o afrouxamento da conexão e a sua ruptura por sobrecarga de torção (elevados valores de torque).

## **1. 2. TEMA**

Neste trabalho será estudado o comportamento em fadiga, mais precisamente a influência do torque na vida útil de juntas parafusadas sujeitas à carregamentos cíclicos. Na parte teórica deste trabalho será abordado o problema de desaperto (na verdade, secundário em bons projetos).

É de relevância o estudo da influência do torque na vida em fadiga de juntas parafusadas quando percebe-se que um sistema pode falhar em poucos ciclos se submetido a um torque insuficiente, enquanto que na presença de um torque adequado (uma estreita faixa de valores de torques) o mesmo conjunto pode manter-se íntegro indefinidamente.

O efeito do torque ou a influência do torque na vida em fadiga de conexões parafusadas é uma matéria complexa, pois até então não foi equacionada esta relação. Os métodos convencionais de determinar o torque levam em conta a resistência do parafuso quando sujeito a cargas estáticas. *Shigley e Mischke (1989)* afirmam em seu trabalho que se uma união for montada com a aplicação de um determinado torque sem que entre em colapso, ela tende a nunca mais romper. É claro que tal abordagem levava em conta somente carregamentos externos estáticos, de forma que processos de fadiga necessitavam maiores cuidados.

*Bickford (1998)* sugere que seja dada atenção a uniões parafusadas de responsabilidade sujeitas a solicitações dinâmicas e aconselha o desenvolvimento de

testes desta natureza quando do projeto de uma união. Esta é a linha deste trabalho. Tenta-se buscar um intervalo de confiança que defina a melhor relação de esforços na união. Porém, destaca-se aqui um detalhe importante às vezes negligenciado em projeto. O torque aplicado a um parafuso decompõe-se em relações internas de forças que levam em consideração a natureza das partes unidas. Um projeto inicial que determine o intervalo ótimo de torque para uma dada união deve ser revisto quando a esta é somada, por exemplo, uma camada galvanizada ou tinta, entre as partes apertadas. Da mesma forma, ao ser substituída uma junta de amianto por outra de alumínio, certamente mudará o torque a ser aplicado. Um exemplo ilustrativo pode ser apresentado. Os motores automotivos geralmente, na sua montagem, recebem um material para amortecimento e vedação, que é inserido entre o bloco de motor e a tampa, assim como entre o bloco e o *cardan*. Este elemento, chamado de junta, era geralmente fabricado em amianto. Hoje em dia, devido a problemas ambientais, o amianto tem sido substituído por outros materiais tais como juntas poliméricas ou camadas metálicas. Será visto que mudanças como esta devem ser acompanhadas por uma nova especificação de torque, para evitar possíveis falhas por fadiga.

Sendo assim, este trabalho tem a finalidade de estudar a influência do torque em diferentes juntas parafusadas quanto à fadiga. Na primeira parte do trabalho (Revisão Bibliográfica) alguns conceitos e teorias a respeito do mecanismo de fadiga serão descritos, para a melhor compreensão quando aplicados à uniões parafusadas. Depois serão discutidos os aspectos específicos de parafusos e uniões parafusadas, formas de cargas atuantes numa conexão parafusada, falhas típicas de parafusos, comportamento em fadiga de parafusos. Logo após será apresentado o procedimento experimental utilizado, com ensaios mecânicos, análises metalúrgicas e cálculos analíticos que serão abordados em termos dos tópicos teóricos anteriores.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. TIPOS DE CARREGAMENTO CÍCLICOS

Para que haja fadiga de um componente é necessária a presença de um carregamento cíclico ou variável com o tempo.

*Stemmer (1963)*, apresentou a nomenclatura das situações possíveis num carregamento cíclico. A tensão estática aplicada equivale à tensão média, sendo simbolizada por ( $\sigma_m$ ). A amplitude de tensão, simbolizada como ( $\sigma_a$ ), é a amplitude de tensão cíclica que provoca ruptura por fadiga. As tensões máxima e mínima são simbolizadas por ( $\sigma_{max}$ ) e ( $\sigma_{min}$ ), respectivamente, como ilustra a figura 1.

As cargas cíclicas são geralmente classificadas em três categorias:

I – Carga estática, cujo valor permanece constante ao longo do tempo ou apresenta variação tão lenta que o efeito de massa pode ser considerado desprezível (figura 1-I). Esta carga só pode ser considerada como cíclica quando existe uma frequência, mesmo que baixa, da sollicitação.

II – Carga repetida, cujo valor varia periodicamente, entre um máximo e zero (figura 1-II). A tensão média é igual à amplitude de tensão e a metade da tensão máxima.

III – Carga alternante (ou cíclica pura), cujo valor varia periodicamente, entre um máximo positivo e um negativo, simétrico em relação ao eixo do tempo (figura 1-III). A tensão média neste tipo é nula.

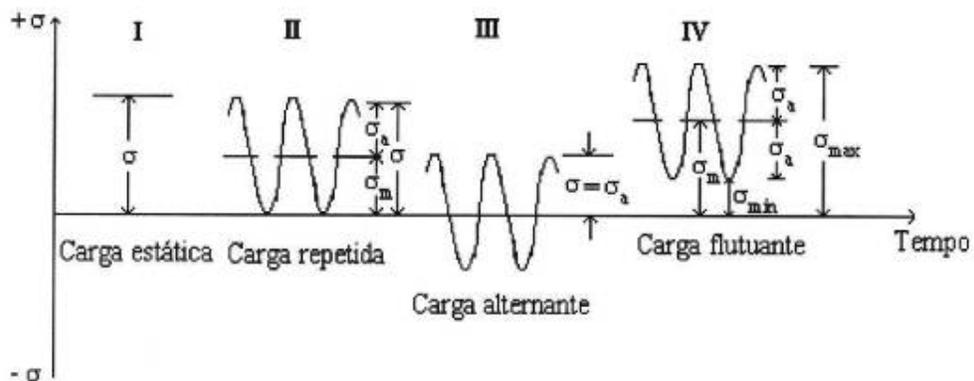


Figura 1 – Tipos característicos de carga. Stemmer (1963)

O caso geral de carga dinâmica pode ser estudada como a combinação dos casos I e III de carga (figura 14-IV) e é determinada de carga flutuante.

A razão de carregamento ( $R$ ), é expressa pela relação entre a carga mínima e a carga máxima e determina a posição da carga flutuante.

Uma união parafusada é sujeita a sollicitação externa cíclica geralmente da forma repetida ou flutuante. Dificilmente uma união estará sofrendo carga externa de compressão e, em se tratando do parafuso individualmente, é praticamente impossível o carregamento axial simples de compressão devido a própria natureza de tais componentes. O carregamento simples em compressão às vezes acontece em cilindros hidráulicos e outros componentes submetidos a compressão.

Já os dentes de uma engrenagem, por exemplo, estarão sempre sujeitos a um carregamento repetido quando em serviço. A cada volta de um dos dentes, quando o pinhão estiver fora de contato com os dentes da roda, a sollicitação será nula. No momento em que inicia o contato, a carga de flexão no dente vai aumentando progressivamente até atingir um pico máximo para decrescer posteriormente. É claro que neste caso a sollicitação não será uma onda senoidal como a apresentada na figura 1. O intervalo entre um pico e outro será preenchido pela carga nula característica de cerca de três quartos da volta da engrenagem.

## **2. 2. CURVAS DE WÖHLER OU S-N**

Pelo ensaio de uma série de corpos de prova com cargas repetidas de valor máximo decrescente, verifica-se que o número de ciclos necessários para a ruptura aumenta rapidamente. A curva limite inferior do campo de dispersão dos resultados obtidos pelo ensaio descrito anteriormente é a curva de *Wöhler ou S-N* (figura 2). Em aços observa-se a existência de um patamar abaixo do qual a peça não rompe mais, independente do número de ciclos. Este valor de tensão é denominado limite de fadiga. Nem todos os materiais apresentam um limite à fadiga específico. O alumínio é um exemplo sendo, então, convencionado como o limite à fadiga para estes materiais o valor de tensão máxima no qual não se observa ruptura em dez milhões de ciclos ( $10^7$

ciclos). Para as tensões acima do limite de fadiga pode-se determinar a resistência à fadiga. A figura 2 mostra um exemplo da determinação das curvas de *Wöhler* para dois lotes distintos de trilhos.

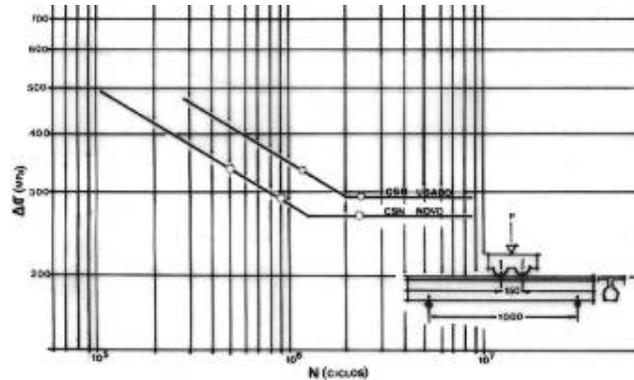


Figura 2 – Curvas de Wöhler para trilhos ferroviários, utilizando flexão em 4 pontos. Gobbi (1995).

A curva de *Wöhler* tem a limitação de ser válida apenas para o tipo de carregamento para o qual foram ensaiados os corpos de prova. Se houver mudança do carregamento, ou no caso de uniões parafusadas, da protensão determinada pelo torque aplicado, novas curvas terão que ser levantadas para a previsão do comportamento à fadiga.

### 2.3. DIAGRAMA DE GOODMAN

O diagrama de *Goodman* vem a ser uma forma completa de avaliar a resistência à fadiga, pois agora são considerados os diversos tipos de carregamento e as diversas razões de carregamento a que um elemento pode estar submetido.

Como relataram *Shigley e Mischke (1989)*, a relação entre a tensão média e a resistência à fadiga de qualquer componente pode ser avaliada através do diagrama de *Goodman*. Existem outras formas de expressar esta relação; contudo este traz a vantagem de expor vários valores incluídos, como a resistência à fadiga sob as diversas condições de solicitações (alternada, repetida e flutuantes), a resistência ao escoamento e a resistência à ruptura.

Para construir o diagrama, atribui-se ao eixo das ordenadas os valores da tensão média e no eixo das abscissas, além dos valores da resistência à ruptura estática e a

tensão de escoamento, os valores de resistência à fadiga ou limite de resistência à fadiga, qualquer um dos dois que seja previamente determinado.

Sendo assim, em posse dos corpos de prova ou peças a serem analisadas, estabelece-se um valor padrão de número de ciclos para os ensaios e determina-se o valor da resistência imediatamente antes da ruptura do componente.

O diagrama mostra que a medida em que aumenta a tensão média, aumenta também a resistência à fadiga e diminui a amplitude de sollicitação. Isto até chegar ao nível de escoamento quando, então, o aumento da tensão média não mais implica no aumento da resistência, apesar de continuar diminuindo a amplitude.

Portanto, é possível, em função da tensão média, obter os valores de tensões máximas e mínimas a partir dos quais não ocorre mais a ruptura. Esta mostra-se como uma alternativa melhor do que a abordagem convencional onde teriam de ser traçadas as curvas de *Wöhler* para cada caso de carregamento.

*Goodman*, na realidade, é uma simplificação, em favor da segurança, do diagrama de *Smith* que será abordado a seguir para um melhor entendimento da procedência e construção do primeiro.

O diagrama de *Smith* está na figura 3, onde a curva superior do diagrama representa as tensões máximas e a inferior, as tensões mínimas. A linha (AO) representa a resistência à fadiga sob carga alternante ( $\sigma_{RIII}$ ), caso onde a tensão média é zero. A linha (CD) representa a resistência à fadiga sob carga repetida ( $\sigma_{RII}$ ) onde a carga mínima é igual a zero.

O ponto (G) representa a tensão de ruptura sob carga estática ( $\sigma_{RI}$ ) onde a tensão máxima é igual à tensão mínima ( $\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{m\acute{m}n}$ ). Se o material resiste igualmente a sollicitações de tração como compressão o diagrama é simétrico nos quadrantes I e III.

Uma reta a quarenta e cinco graus, a partir do zero, representa a linha das tensões médias ( $\sigma_m$ ).

A partir do ponto (E) do diagrama, as tensões ultrapassam a tensão de escoamento ( $\sigma_e$ ). Como o estudo da fadiga é feito geralmente para componentes estruturais ou elementos de máquinas onde não é admitida grande deformação, a tensão máxima admissível não é mais governada pela ruptura da peça mas sim pela

deformação; então o gráfico é interrompido por uma reta (EH) paralela ao eixo das ( $\sigma_m$ ). Por simetria a reta (FH) constitui o limite inferior.

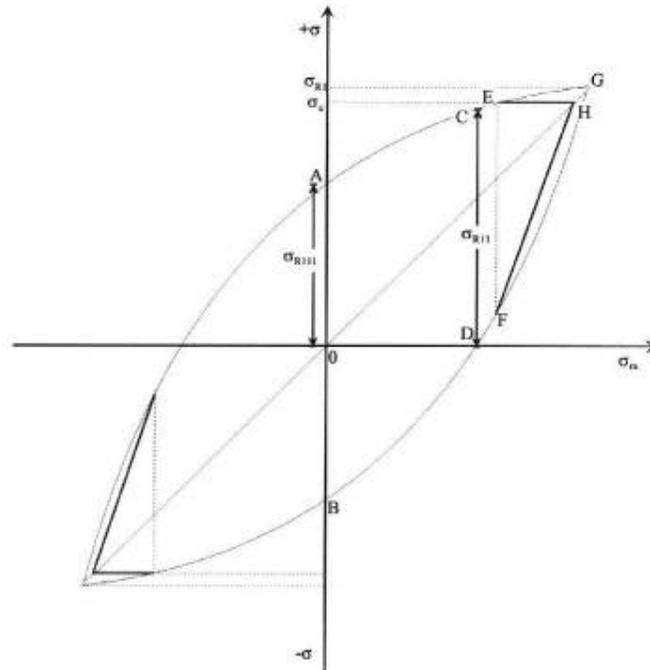


Figura 3 - Diagrama de Smith para um componente com as mesmas propriedades em tração e compressão. Entretanto, este diagrama traz um paradoxo, pois a fadiga traz conceitualmente a necessidade de cargas trativas. Não há como explicar o processo com cargas negativas ou compressão pura.

Geralmente o terceiro quadrante é ignorado e alguns pesquisadores inclusive o descartam, pois a fadiga conceitualmente exige cargas de tração.

É possível simplificar o diagrama de *Smith* substituindo as linhas de tensão máxima e mínima por retas, unindo os pontos (AE) e (BF), ou ainda mais simples unindo os pontos (AG) e (BG), e fazendo o mesmo procedimento para o terceiro quadrante. A segunda simplificação sugerida equivale ao diagrama de *Goodman*. Os erros decorrentes desta simplificação são pequenos e contribuem em favor da segurança.

Desta forma, como predisse *Stemmer (1963)*, é possível traçar o diagrama de *Smith* e determinar a resistência à ruptura ( $\sigma_r$ ) para qualquer carga média ( $\sigma_m$ ) pelo simples conhecimento da resistência à fadiga ( $\sigma_{RIII}$ ), da tensão de escoamento ( $\sigma_e$ ) e da tensão de ruptura sob carga estática ( $\sigma_{RI}$ ).

A figura 4, apresentada a seguir, ilustra a forma final de um diagrama de *Goodman* representativo de aço ao carbono para solicitações com tensão média maior ou igual a zero.

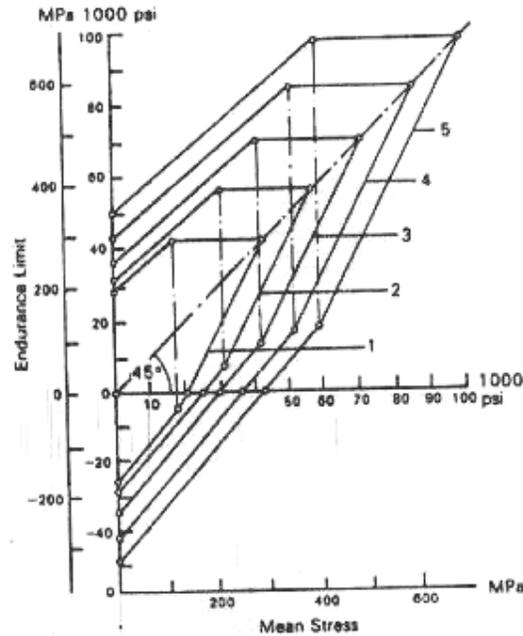


Figura 4 - Representação de diagramas de Goodman, na região positiva da tensão média. Boyer (1996)

O parâmetro que determina o local do diagrama onde se encontra o componente é chamado parâmetro angular ( $a$ ), que é definido como a relação entre a tensão máxima e média aplicadas ao mesmo. Para a reta das tensões médias o parâmetro angular é unitário, aumentando conforme aproxima-se do ponto de carregamento repetido onde vale dois (2) - a tensão máxima vale o dobro da tensão média.

$$a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_m} \quad (1)$$

O diagrama é constituído a partir de amostras que devem apresentar mesmas características, quer dizer, na construção do diagrama para analisar o limite de resistência à fadiga sob solicitação de flexão rotativa de um material qualquer, deve-se usinar e retificar as amostras cilíndricas a partir da matéria prima buscando a uniformidade de tais amostras.

A qualidade do material é, conforme *Zuiker e Nicholas (1996)*, o parâmetro chave que tem de ser considerado quando é usado o diagrama de *Goodman* em projetos. Embora os dados sejam obtidos em laboratório para um determinado material através de amostras lisas, as especificações de tratamento térmico, processos, microestrutura, acabamento superficial e tamanho das amostras podem todas ser consideradas quando aplicados os dados a componentes estruturais.

Como visto anteriormente, a parcela de segurança devido aos fatores que afetam a vida em fadiga deve ser considerada.

Talvez o mais crítico assunto no uso (ou desuso) de um diagrama de *Goodman* em projeto seja simplesmente o grau de dano inicial ou em serviço induzido que o material do componente apresente. Exemplos disso são corrosão sob tensão, escoriações, dano por objetos estranhos ou danos induzidos pela superposição de fadiga de baixo ciclo.

#### **2. 4. O DIAGRAMA DE HAIGHT**

A resistência à fadiga de um material, expresso em função da tensão média, pode ser relacionada com a amplitude de tensão de uma forma simplificada através da modificação do diagrama visto anteriormente.

Para tanto basta inclinar o eixo de simetria a quarenta e cinco graus de forma que ele sobreponha o eixo das abcissas. Sendo assim tem-se a relação entre a amplitude de tensão e a tensão média.

Alguns pesquisadores denominam tal relação como sendo o diagrama de *Haight*. *Shigley e Mischke (1989)*, no entanto, chamaram a relação como sendo o diagrama de *Goodman* Modificado.

A proposta original de *Goodman*, segundo *Zuiker e Nicholas (1996)*, é de uma linha de resistência conectando a terça parte da tensão de ruptura no eixo das ordenadas (Y) com o valor total da tensão de ruptura nas abcissas (X). *Goodman* modificado posiciona, no eixo das ordenadas (Y), o valor da amplitude de tensão.

Na verdade, segundo *Burguete e Patterson (1995)*, aparentemente *Haight* é a forma genérica de relacionar as diversas teorias da amplitude de tensão com a tensão

média, de forma que as diversas curvas limite superior, tais como as do próprio *Goodman*, como a de *Soderberg*, a de *Gerber* e outras tantas estão compreendidas na relação de *Haight*. A figura 5, apresentada a seguir, mostra o diagrama com as diversas linhas empíricas.

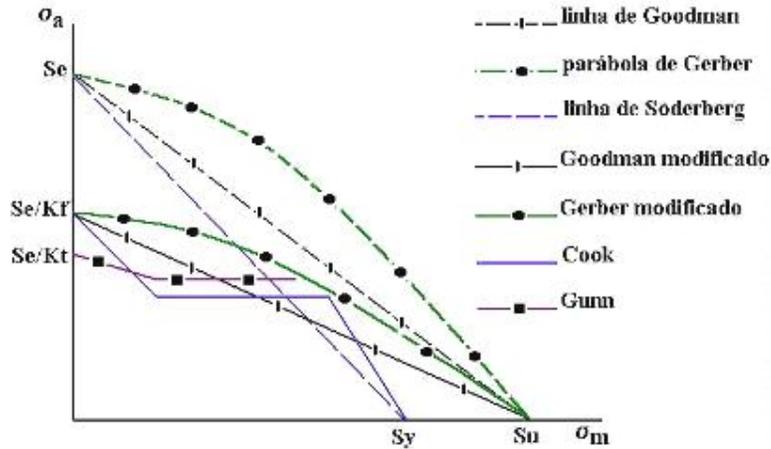


Figura 5 - Os vários métodos empíricos de relacionar o limite de fadiga com a tensão média podem ser expressos no diagrama de Haigh. Burguete e Patterson (1995)

As fórmulas que seguem expressam a relação dos diagramas segundo as diversas teorias, definindo os modelos empíricos para predizer a variação de amplitude com a tensão média:

$$\text{Linha de Goodman modificada: } \sigma_a = \frac{S_e}{K_t} \left( 1 - \frac{\sigma_m}{S_u} \right) \quad (2)$$

$$\text{Parábola de Gerber modificada: } \sigma_a = \frac{S_e}{K_t} \left\{ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{S_u} \right)^2 \right\} \quad (3)$$

$$\text{Linha de Soderberg: } \sigma_a = S_e \left( 1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right); \text{ para materiais frágeis.} \quad (4)$$

$$\sigma_a = S_e \left( 1 - \frac{\sigma_m}{S_e} \right); \text{ para materiais dúcteis.} \quad (5)$$

$$\text{Cook (Snow, Langer): } \sigma_a = \frac{S_e}{K_f} \left( 1 - \frac{K_f \sigma_m}{S_u} \right); \rightarrow 0 \leq \sigma_m \leq S_{m1} \quad (6)$$

$$\sigma_a = \frac{S_e}{K_f} \left( \frac{1 - \frac{S_y}{S_u}}{1 - \frac{S_e}{S_u}} \right); \rightarrow S_{m1} \leq \sigma_m \leq S_{m2} \quad (7)$$

$$\sigma_a = S_y - S_m; \rightarrow S_{m2} \leq \sigma_m \leq S_u \quad (8)$$

onde:

$$S_{m1} = \frac{S_y}{K_f} - S_a \quad (9)$$

$$S_{m2} = S_y - S_a \quad (10)$$

$$S_a = \frac{S_e}{K_f} \left( \frac{1 - \frac{S_y}{S_u}}{1 - \frac{S_e}{S_u}} \right) \quad (11)$$

Gunn:

$$\sigma_a = \frac{S_e}{K_t} \left( 1 - \frac{K_t \sigma_m}{S_u} \right)^{\frac{4}{3}}; \rightarrow 0 \leq \sigma_m \leq S_a \quad (12)$$

$$\sigma_a = \frac{S_e}{K_t} \left\{ 1 - \left( \frac{S_y - K_t \sigma_a}{S_u} \right)^{\frac{4}{3}} \right\}; \rightarrow S_a \leq \sigma_m \leq S_y \quad (13)$$

O valor de ( $S_a$ ) é obtido graficamente sendo a interseção da linha definida pelas relações acima e a linha ( $S_y/K_t$ ). A seqüência da linha não é definida por *Gunn*, sendo demonstrada aqui como respeitando a linha da deformação permanente.

Todas as teorias de linhas limites foram obtidas cientificamente através de diversos ensaios, de forma que nenhuma pode ser desprezada. A divergência dos limites é oriunda, com efeito, da natureza dos ensaios que as revelaram.

*Burguete e Patterson (1995)* relatam que *Goodman, Gerber e Soderberg*, por exemplo, basearam-se em corpos de prova lisos e polidos, enquanto *Gunn* e então *Cook* obtiveram suas leis empíricas considerando a plasticidade local na ponta do entalhe.

Os modelos devidos a *Goodman, Gerber e Soderberg* foram desenvolvidos para corpos lisos (sem entalhe). Subseqüentemente, foram modificados levando em conta a concentração de tensões em entalhes. O método pelo qual isto foi feito foi incluir o

efeito de um fator de concentração de tensões elásticas ( $K_t$ ) ao fundo do entalhe de forma a modificar a posição das linhas. No entanto, a principal falha foi que a mudança de liso para entalhado foi feita desconsiderando o comportamento não linear que ocorre na ponta do entalhe devido a plasticidade local. As variações consideraram apenas a variação linear pela introdução de um fator ( $K_t$ ) de concentração de tensões. Ainda segundo *Burguete e Patterson (1995)*, isto seria aceitável se a deformação no material permanecesse puramente elástica.

No entanto, conforme *Zuiker e Nicholas (1996)*, a suposição de *Goodman* tem sido observada ter boa predição para metais frágeis e ser conservativa para metais dúcteis.

## **2. 5. O PARAFUSO**

### **2. 5. 1. CONSIDERAÇÕES SOBRE PARAFUSOS**

O esquema mais básico para demonstrar a forma de um parafuso é aquele constituído de uma haste parcial ou totalmente envolta por uma ou mais helicóides que combina com a porca com uma parte extrema, denominada de cabeça, que serve para aplicar o torque necessário para a montagem e desmontagem. Existem, entretanto, parafusos desprovidos desta cabeça, como aqueles prisioneiros onde a parte central da haste serve para a montagem inicial e as extremidades são roscadas em porcas posteriormente submetidas ao torque de aperto. Existem, também, aqueles parafusos de fixação que são completamente roscados e uma das extremidades tem uma fenda ou sextavado interno para o torque. Mas aqueles parafusos do tipo com cabeça sextavada parecem ser os mais utilizados pois, segundo *Bickford (1998)*, é possível a aplicação de um maior valor de torque.

As medidas importantes de uma rosca são os três diâmetros, quais sejam o nominal (externo), o de flanco, e o diâmetro menor; o passo dos filetes e o ângulo entre os flancos, além da forma dos filetes (vide figura 6). As diferenças principais entre as diversas normas incidem no ângulo de flanco e no passo dos filetes. O avanço é a distância longitudinal que uma rosca avança com uma volta. Para roscas convencionais, portanto, o avanço é igual ao passo, mas para roscas com

multifiletamento este valor varia. A raiz do filete é a região de maior concentração de tensões e fica claro que deve ser dispensada maior atenção a este raio. Alguns estudos e ensaios foram realizados variando o raio da raiz e ficou óbvio que maiores raios implicam em menor intensidade de tensões.

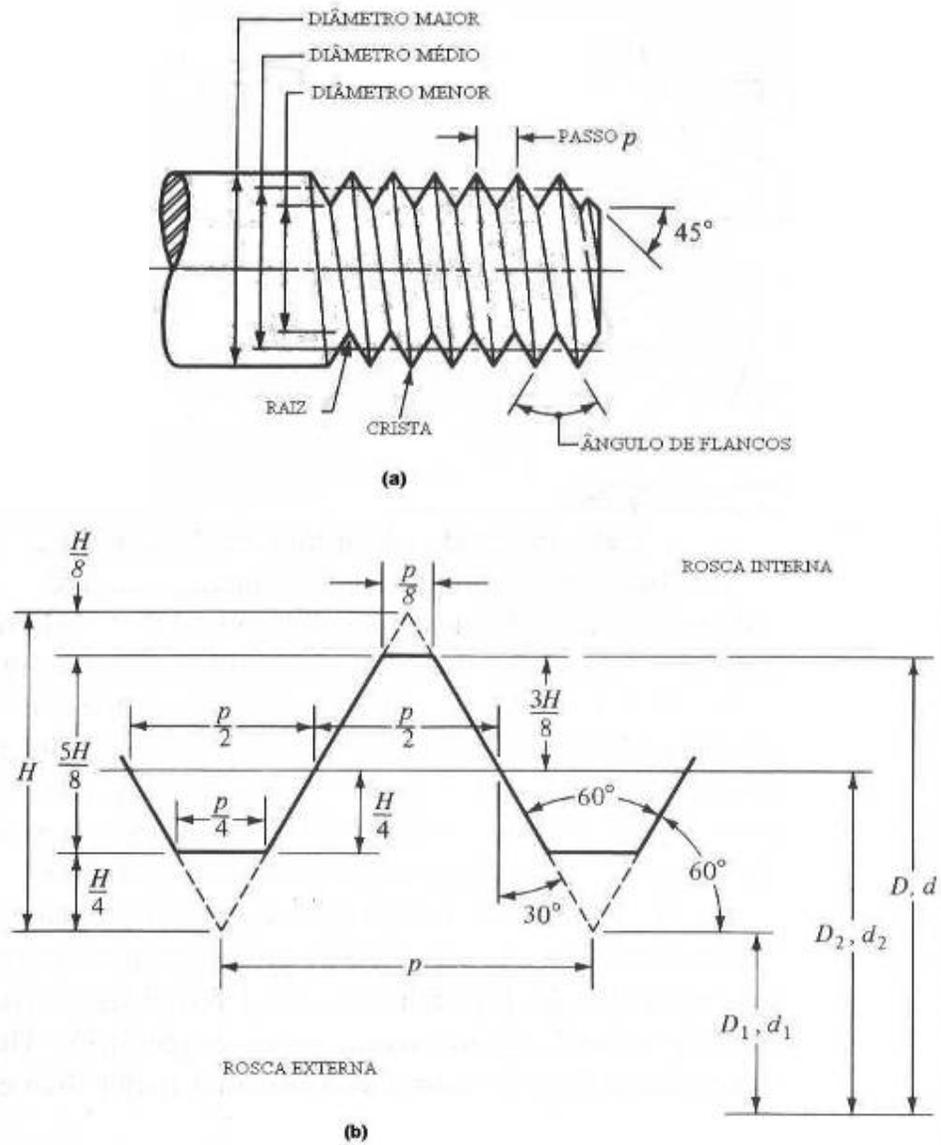


Figura 6 – Acima (a), a terminologia utilizada para as roscas. Abaixo (b), a forma básica dos filetes de um parafuso Métrico, onde  $H = 0,5(3)^{1/2}p$ . Shigley e Mischke (1989)

As superfícies dos filetes, ou os flancos, são responsáveis pelo aperto através do atrito, assim como a base da cabeça, de forma que, conforme relata *Bickford (1998)*,

cerca de 90% do torque aplicado desmembra-se em forças de atrito entre os elementos da união.

Uma ampla definição de união parafusada inclui, além do parafuso e a porca, as partes apertadas. Segundo *Nishida (1992)*, num estreito sentido, as combinações de juntas com porca e parafuso têm as vantagens de poderem ser facilmente montadas e desmontadas sem métodos destrutivos, poderem ser colocadas com alta precisão através de ferramentas simples, além de até mesmo juntas espessas poderem ser montadas apertadamente, devido ao efeito de cunha dos filetes.

Conforme *Shyglei e Mischke (1989)*, todas as roscas são feitas segundo a regra da mão direita, a menos que especificado. Esta característica bem como o multifiletamento são imprevistos em normas.

Ainda segundo *Shyglei e Mischke (1989)*, quando é requerida alta resistência à fadiga, deve ser utilizada a norma métrica MJ, que prevê o arredondamento da raiz dos filetes da rosca externa com o aumento do diâmetro menor, além da diminuição do menor diâmetro das roscas internas.

Como será visto no decorrer deste trabalho, muitos outros aperfeiçoamentos podem ser feitos para aumentar a resistência à fadiga de um parafuso.

Em termos de propriedades mecânicas, os parafusos também seguem normas estabelecidas que os distinguem em classes quanto ao limite de ruptura, tensão de escoamento e alongamento percentual.

Parafusos de menor qualidade são confeccionados em aço comum ao carbono no seu estado recozido. Conforme aumenta a qualidade (expressa em termos da classe) aumenta o teor de carbono da matéria prima até atingir patamares nos quais a torna temperável. Tais classes superiores de parafusos martensíticos têm a característica de apresentar alta resistência à fadiga.

Elementos de liga tais como cromo e molibdênio aumentam ainda mais a resistência do componente e o vanádio é adicionado em aplicações específicas a elevadas temperaturas. Devem ser citados aqui aqueles parafusos para altas temperaturas como os estudados por *Bulloch (1995)* e por *Bulloch e Crowe (1998)*. Outros materiais, que não aqueles convencionais, são aplicados na fabricação de

parafusos. Podem ser citados os inoxidáveis utilizados na área médica e os de material cerâmico como o estudado por *Gane e Polivka (1995)*.

As arruelas são elementos dispostos entre a base da cabeça do parafuso e o membro equivalente, bem como entre a face carregada da porca e a superfície do outro membro. Servem para proteger a superfície dos membros unidos, tendo geralmente dureza inferior aos demais elementos, de forma que qualquer esforço excessivo tende a deformar antes as arruelas. Na verdade, geralmente as arruelas apresentam deformação plástica evidente que poucas vezes é considerada nos modelos teóricos. Como as demais partes de um conjunto fixador, as arruelas também sofrem modificações diversas tais como de forma geométrica, material, rigidez, entre outras.

Os parafusos, ou as ligações parafusadas são, portanto, elementos de máquina de natureza variada. Podem assumir formas diversas e serem oriundos de uma ampla gama de materiais e métodos de obtenção conforme a necessidade e disponibilidade.

## **2. 5. 2. FORMAS DE CARREGAMENTO QUE NORMALMENTE ATUAM NUM PARAFUSO**

Os parafusos, enquanto elementos de ligação entre peças, podem sofrer as três formas básicas ou combinadas de carregamentos externos.

A carga axial ou modo I de fratura, que deforma o elemento na direção de seu eixo de simetria é a mais freqüente e, por isso, alvo da maior parte dos estudos e ensaios, de tal forma que as normas para ensaios de fadiga prevêm testes desta natureza (ISO 3800-93). Em se tratando da integridade do parafuso, suas características mecânicas quanto a resistência à tração, limite de escoamento entre outras, a carga axial também é a prevista em normas.

Muitas vezes, contudo, um parafuso pode sofrer um par transversal ao seu eixo de simetria. Basta, para tanto, que o elemento esteja ligando duas partes sujeitas a cargas axiais paralelas e de sentidos opostos. A seção transversal do parafuso estará submetida ao cisalhamento ou o modo II de fratura, como os pesquisados por *Albrecht et alli (1987)*, *Her e Shie (1998)* e por *Orbison et alli (1999)*.

Aqui são designados dois tipos principais, conforme *Albrecht et alli (1987)* e *Lazzarin et alli (1997)*: juntas tipo fricção, ou seja, juntas resistentes ao deslizamento;

juntas tipo rolamento, nas quais a carga aplicada é principalmente transferida por cisalhamento e rolamento dos parafusos.

Segundo *Atzori et alli (1986)*, a carga aplicada pode ser transferida tanto por fricção ou contato entre as superfícies como por cisalhamento e rolamento dos parafusos ou por ambas, dependendo das forças de aperto, carga aplicada e condições superficiais.

Nestas condições o parafuso deve ser projetado levando em conta a sua área menor e alguns cuidados especiais devem ser levados em conta, como por exemplo, o diâmetro do furo de encaixe, que deve ser o menor possível para evitar o deslocamento. Segundo *Buda (1994)*, por agir como um pino, um parafuso em cisalhamento resulta numa união relativamente simples.

Porém, como foi também foi citado por *Buda (1994)*, desenhar um plano de cisalhamento entre a parte roscada não é recomendado porque a resistência ao cisalhamento do parafuso pode ser sobreposta pela concentração de tensões ou pela mudança de seção resistente. Quando é avaliada a resistência ao cisalhamento de um parafuso, alguns projetistas usam a área de tração, embora outros preferem basear-se no menor diâmetro.

O efeito de cargas cisalhantes em uniões tem grande importância em se tratando de estruturas tais como pontes metálicas, pontes ferroviárias e linhas ferroviárias. Conforme *Albrecht et alli (1987)*, nesta área a resistência e a rigidez dos componentes tem maior importância, pois a falha é prevista tanto nos elementos de fixação como nos componentes.

De todas as questões discutidas por *Albrecht et alli (1987)*, a tensão inicial dos parafusos vem a ser a de maior relevância para este trabalho. O efeito benéfico do pré-tensionamento vem da compressão induzida na parede do furo para o encaixe, que pode reduzir a porção de tensão cíclica quando a razão de tensão mínima e máxima é baixa.

*Buda (1994)*, acrescenta que aumentando a fricção entre as superfícies das placas apertadas pode realçar a integridade da conexão, algumas vezes podendo diminuir o número de parafusos que devem ser utilizados.

O reparo de lâminas de material compósito parafusados foi analisado por *Her e Shie (1998)* assumindo parafuso rígido e compatível deformação entre as lâminas e o remendo. A maior vantagem dos compósitos sobre as estruturas metálicas convencionais é a sua maior relação comparativa entre resistência e rigidez com o peso. Estruturas aeronáuticas que são sensíveis ao peso poderiam ser melhor projetadas com compósitos. A desvantagem de tais materiais é a vulnerabilidade ao impacto, de forma que reparos por compósitos vêm a ser uma importante tecnologia na recuperação de compósitos danificados.

Estas constatações nortearam o trabalho de *Her e Shie (1998)* que analisaram, então, a falha de uniões de materiais compósitos onde o parafuso, neste caso, foi considerado como um pino sujeito a esforços cisalhantes. Na realidade é imprevisível aqui a falha do parafuso e sim do material em volta do furo, sujeito a carregamento de tração que determina três tipos básicos de colapso referidos como tensão, com fratura no plano ortogonal dos membros, cisalhamento em planos tangenciais ao furo e paralelos a carga e a simples deformação das paredes. Nota-se que nem sempre é o parafuso o elemento crítico de uma união.

Aqui falou-se pela primeira vez em rigidez dos membros. Será visto que mesmo em outros tipos de cargas atuantes, a rigidez dos membros tem grande importância no comportamento da conexão.

O rasgamento, ou modo III de fratura, ocorre quando o elemento de ligação encontra-se sujeito a flexão. Tal modo é típico em situações combinadas onde a carga axial aplicada está excêntrica ao eixo. É fácil notar que a maior parte das juntas reais estão sujeitas a uma componente excêntrica. Os parafusos da tampa de um cilindro pressurizado, por exemplo, sofrem maior tensão nas geratrizes mais próximas radialmente do centro do cilindro, enquanto que a menor tensão encontra-se diametralmente oposta em cada parafuso.

*Burguette e Patterson (1995 a)* estudaram esta componente de excentricidade através de ensaios fotoelásticos e notaram que a distribuição de tensões ao longo dos filetes sofre alguma interferência com a excentricidade, de modo que o limite à fadiga dos parafusos deve seguir esta tendência. A maior excentricidade de uma carga axial determina maior nível de tensões numa geratriz do filetagem. A inclinação da curva

de distribuição de carga também muda. A consequência principal desta carga excêntrica é a tendência a maior probabilidade de surgirem trincas de fadiga.

Na prática, o carregamento é usualmente assimétrico ou excêntrico e isto causa momentos de flexão sendo aplicados à união. Cargas excêntricas coincidem com aquelas encontradas comumente em componentes reais de engenharia.

*Burguette e Patterson (1995 a)* estudaram o efeito de cargas excêntricas na distribuição de tensões de tração normalizada nas raízes das roscas de parafusos e concluíram que a tensão máxima aumenta com razões de carregamento entre a tensão de flexão e a tensão axial em torno de 0,4. A inclinação da distribuição também muda e uma proposta para quantificar as mudanças na inclinação foi feita. Foi sugerido que as mudanças na inclinação da distribuição de tensões leva a aumentar o comprimento de raiz de hélice que experimenta tensão máxima e isto aumentará a probabilidade de falha por fadiga no parafuso.

### **2. 5. 3. FALHAS TÍPICAS EM PARAFUSOS**

Assim como qualquer componente produzido em aço ao carbono ou em aço de baixa liga que esteja subdimensionado em termos de cargas estáticas, os parafusos também escoam com características dúcteis, com a ocorrência de estricção e deformação plástica evidentes. A diferença entre um corpo de prova liso e polido e um parafuso é a restrição e o estado triaxial de tensões devido à hélice dos filetes.

O estado de tensões na raiz dos filetes geralmente não modifica o mecanismo de fratura. Com efeito, o micromecanismo de fratura típico dos parafusos quando submetidos a rupturas do modo tração e outros também, é formado pelo coalescimento de microcavidades. Tanto os parafusos de classes inferiores com microestrutura ferrítica e perlítica, como aqueles de maior qualidade, martensíticos, apresentam características dúcteis de fratura. A concentração de tensões e o efeito de entalhe não chegam ao ponto de tornar frágil a fratura estática de um parafuso. Assim, não é comum a presença de clivagem como micromecanismo predominante na morfologia de fratura de parafusos. Como foi citado por *Bulloch e Crowe (1998)*, o tamanho de grão, geralmente refinado até mesmo naqueles elementos com estrutura ferrítica, parece ser o agente principal do micromecanismo dúctil de fratura.

As uniões parafusadas podem sofrer, também, rupturas frágeis quando na presença de algum ambiente propício, tais como meios corrosivos e aqueles assistidos pelo hidrogênio.

Segundo *Buda (1994)*, aços para parafusos de elevada resistência (geralmente 36HRC ou superior) são mais propensos a condição conhecida como fragilização pelo hidrogênio.

*Baguerly (1996)* estudou a ruptura de parafusos de alta resistência utilizados na fixação de rodas de pesados caminhões devido à ação do hidrogênio. Apesar de terem uma microestrutura considerada resistente a trincas assistidas pelo hidrogênio, pois eram aços ao manganês SAE 1340 cementados com dureza superficial de 46 HRC e núcleo com dureza entre 36 e 38HRC, e apesar de serem tratados após a deposição de uma camada anódica de zinco para a remoção do hidrogênio, a causa da falha foi considerada como pela ação do hidrogênio e um provável desalinhamento na montagem (devido ao uso de chaves de ar comprimido) que levam a tensões que excedem a resistência do material.

Conforme *Buda (1994)*, considerando a massa crítica de hidrogênio antes da instalação de um parafuso, usualmente ocorre a fratura antes de vinte e quatro horas.

Outra causa de falhas em parafusos é a corrosão, que, como também citado por *Buda (1994)*, pode apresentar uma variedade de formas, incluindo decomposição química, corrosão galvânica oriunda do contato entre metais dissimilares e trincas por corrosão sob tensão.

As rupturas frágeis em meios corrosivos podem ocorrer numa junta mesmo que só tenha cargas estáticas. Aqui o efeito de entalhe é evidenciado. Como a montagem já prevê uma tensão inicial responsável pelo aperto da junta, e nos casos de estruturas, onde as solicitações dinâmicas são imprevistas, a montagem aplica torques elevados, deve-se ter o cuidado com os processos de corrosão sob tensão.

Os resultados da investigação a respeito da falha catastrófica em uma máquina para perfuração de canais realizada por *James (1994)* indicaram a fratura de trinta e dois parafusos direcionadores, trinta dos quais resultaram de fadiga induzida pela corrosão. A condição superficial geral dos parafusos foi encontrada sendo precária, com extensiva corrosão superficial e *pittings* de corrosão nos filetes. As trincas de

fadiga foram originadas em múltiplas posições nas raízes dos filetes, indicando uma alta concentração de tensões e/ou fadiga por corrosão. Os parafusos posicionados radialmente na proteção da cabeça de direção tiveram orientação de propagação em sentidos diversos, mais um indício de fadiga por corrosão. Falharam devido a uma combinação de alto tensionamento cíclico e corrosão oriunda da água no sistema de descarga.

Falhas em grandes turbinas a gás devido a fragilização por metal líquido foram analisadas por *Cameron (1994)*. Um parafuso de flange de uma linha de resfriamento de vapor fabricado em aço AISI 4130 enriquecido de cádmio e um parafuso de rotor de turbina fabricado em uma liga *Inconel* (IN 718) enriquecido de cádmio apresentaram falhas atribuídas a fragilização por metal líquido ou fragilização induzida por metal sólido. Altas temperaturas inerentes numa turbina a gás podem agravar este fenômeno se necessárias condições estiverem presentes tais como propícios materiais agressivos e o relevante ambiente de operação.

A presença de selecionados materiais e ligas metálicas na superfície de várias ligas pode desencadear reações muito prejudiciais sob carregamentos conhecidas como fragilidade induzida por metal sólido e fragilidade por metal líquido. A origem dos elementos agressivos é variada, exemplos incluem exposições acidentais ou sem intenção, inesperadas reações com materiais usados por outra razão em projeto e aplicações erradas.

Condições que favorecem tais fragilizações são similares àquelas de corrosão sob tensão: a presença de espécies agressivas, substrato susceptível, necessárias condições ambientais (temperatura), tensões de tração, e o acesso ao substrato é requerido. Uma condição adicional, que é também mencionada em alguns estudos, é a “molhabilidade” do substrato pelos elementos agressivos que garantem maior contato do líquido com o substrato.

Não é requerido para o agente incursivo estar presente como um elemento livre. Já foi verificada a ocorrência do mecanismo onde o elemento agressivo estava presente como parte de uma liga com baixo ponto de fusão ou tendo uma solubilidade num segundo elemento com baixo ponto de fusão.

Dois dos casos indicaram uma localização protegida como a área originária do problema, especificamente, raízes de filetes abaixo da porca embora esta seja obviamente uma região de concentração de tensões e alta constrictão, é também uma área que não é exposta à atmosfera ou meio, em trabalho geral. A aproximação e geometria das combinações parafusadas permite uma localização disposta profundamente para alguma fase líquida e sua contenção e retenção por tensão superficial e capilaridade. Isto às vezes age para manter o isolamento da área. Há a hipótese de que a proteção oferecida pela porca pode exacerbar o potencial de falha. Sob condições mais abertas, tanto o substrato como os elementos unidos podem oxidar mais rapidamente e reduzir o potencial para uma interação mais agressiva.

A temperatura do ambiente é algumas vezes suficiente para falhas devidas a tais fragilizações. As falhas reportadas cobrem uma variedade de condições, todas associadas com alguma origem térmica. A presença de temperatura elevada pode ser considerada como um agravante para fragilidades específicas.

A temperatura, portanto, exerce influência para o aparecimento de condições frágeis nos materiais.

O trabalho de *Bulloch (1995)* descreve parte de um vasto estudo que investigou o efeito da deformação acumulada em serviço na fragilidade do revenido em parafusos de CrMoV de uma série de turbinas a vapor que trabalharam durante cento e vinte e duas mil horas a  $490^{\circ}$  C de temperatura. Mostrou que a deformação exerce efeito significativo na perda de tenacidade de tais parafusos, especialmente a baixos níveis de deformação, e que tais efeitos podem ser adequadamente descritos por expressões exponenciais da energia normalizada Charpy e a aparência de fratura Charpy na temperatura de transição.

A fragilidade é oriunda da segregação de elementos em contornos de grão, tipicamente P, Sn, As, entre outros. Tal segregação tem lugar em aços baixa liga – amplamente aplicados na confecção de parafusos – quando são isotermicamente contidos ou resfriados lentamente numa faixa crítica ( $350 - 600^{\circ}$  C). A redução da resistência coesiva dos contornos de grão caracteriza a fragilidade ao revenido, com degradação da tenacidade do material.

*Bulloch (1998)* examinou a influência da temperatura nas propriedades ao impacto e propriedades de tenacidade a baixas taxas de deformação em grandes parafusos CrMoV sujeitos a temperaturas de 500<sup>0</sup> C de turbinas.

Em outro trabalho, *Bulloch e Crowe (1998)* descreveram um estudo almejando investigar a extensão de fragilidade relatada em serviço por uma série de parafusos CrMo de turbina após operarem acima de duzentos mil horas a 450<sup>0</sup>. Foi medida a composição química, dureza média e tamanho de grão austenítico médio de cinquenta e um parafusos. A tenacidade foi medida por ensaios de impacto Charpy e as fraturas analisadas por espectroscopia eletrônica *Auger*. Dos vários parâmetros investigados, foi estabelecido que o tamanho de grão e o nível de fósforo foram os únicos fatores que consistentemente identificaram se um parafuso foi fragilizado ou não.

As falhas por fadiga, entretanto, merecem maior atenção neste trabalho pois inúmeros são os casos onde este é o mecanismo responsável por colapsos de uniões, assim como o estudado por *Cassou (1999)*.

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 protensão e uma carga externa alternada.

*Tao et alli (1998)* analisou a falha por fadiga em parafusos de segurança de uma coroa de cilindro hidráulico utilizado em equipamento aeronáutico. Três dos quatro parafusos fabricados em aço 17-4PH fraturaram sendo um deles com superfície lisa típica de fadiga - apresentou estrias - e uma zona final dúctil de 20% da área resistente total. O início da falha foi numa marca de usinagem na raiz de um filete. Outros dois fraturaram no raio de concordância da cabeça com linhas radiais ligando até um furo transversal para montagem do pino de segurança. Encontrou estrias também nestes dois. Porém, *Tao* desconsiderou os fatores que afetam a vida em fadiga e, principalmente, o fator de intensidade de tensões nos filetes. *Tao* desconsiderou, ainda, o fato de uma provável carga excêntrica agindo nos parafusos. Se tomarmos um fator de intensidade de tensões (k) igual a quatro, um valor razoável como será visto na próxima seção, a tensão passa de 94,5MPa a 390MPa. Considerando os fatores mencionados por *Tao* tais como superfície e comparando com o limite de fadiga e não

com o limite de tração, talvez fosse comprovado o subdimensionamento quanto à fadiga. As medidas sugeridas por *Tao* foram aumentar a distância entre o raio de concordância e o furo transversal, aumentar este raio de concordância, roletar os filetes e utilizar os parafusos forjados.

*Nishida (1992)*, de forma mais prudente, determinou como sendo por fadiga a falha em dois grandes parafusos (diâmetro de 450mm com comprimento de 13975mm) de uma laminadora de aço, pois detectou a formação de estrias numa região lisa daquele parafuso que quebrou. Após o reparo, colocou *strain-gauges* no corpo da laminadora e determinou a tensão média e amplitude máxima. O limite em fadiga é tão baixo quanto em torno de 1/50 a 1/60 da resistência a tração. Mesmo assim os parafusos sofreram fadiga. *Nishida*, então, aponta para alguns motivos que influenciam na resistência à fadiga dos parafusos.

Numa falha por fadiga de um espécime plano, o fator de intensidade de tensões é sempre igual ou superior ao fator de entalhe. No caso de um parafuso, é comum o fator de intensidade ser em torno de 4 mas o fator de entalhe ser entre 8 e 10. Existem outros casos nos quais o fator de intensidade vem a ser menor que o efeito de entalhe. Para o cálculo do limite de fadiga de um parafuso, por isso, é perigoso fazer o cálculo apenas com base no fator de intensidade de tensões como sendo completo para um espécime entalhado. O efeito de tamanho no limite de fadiga de um parafuso é tão grande quanto aquele num espécime entalhado. Nos casos onde o parafuso sofre diminuta carga cíclica externa, pode ocorrer a fadiga devido a deterioração ou perdas de outros elementos de máquina que criam vibrações imprevistas.

Em termos do torque aplicado, que é o motivo deste trabalho, 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 protensão 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 tem-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 (1989)* sugerem uma protensão de 90% da tensão de escoamento do material, mas isso somente em casos onde não haja solicitações de fadiga. Todavia, como um parafuso é montado já com uma protensão 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. Devem ser evitados, a princípio, valores de torque com parâmetro angular na segunda zona de *Goodman*. Já a deformação localizada apenas nos filetes da rosca parece ter influência no aumento do desempenho de um parafuso.

Sendo assim, teoricamente já podemos determinar os dois pontos limites iniciais para a aplicação do torque: protensão crítica nula e parâmetro angular crítico. Neste trabalho tentar-se-á diminuir este intervalo, já que aparentemente tem-se uma curva com um pico intermediário ótimo.

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. A ruptura nas partes apertadas só ocorre em situações específicas onde os parafusos são superdimensionados e a combinação dos esforços favorecem o rompimento das partes apertadas assim como os discutidos anteriormente para cargas transversais.

#### **2. 5. 4. COMPORTAMENTO EM FADIGA DOS PARAFUSOS**

Segundo *Buda (1994)*, um fator crucial em projetos com relação à fadiga, tanto em aplicações de solicitação de tração como em solicitações de tração compressão é minimizar a amplitude de tensão alternada, mantendo-a bem abaixo do limite que o parafuso pode suportar.

A distribuição de tensões ao longo de um parafuso apertado não é uniforme, tendo uma concentração de tensões maior no primeiro filete carregado. *Sophwith,*

citado por *Patterson (1990)*, considera um gradiente que segue uma curva parabólica. Outros autores apresentam resultados alternativos.

Uma das metodologias de projeto de parafusos busca diminuir, ou melhor, minimizar o gradiente de tensões de forma que a relação entre a tensão na raiz em cada filete e a tensão média tenda ao valor unitário.

Para determinar analiticamente o limite de fadiga dos parafusos, com efeito, é necessário o conhecimento do maior pico de tensão da rosca, que será então levado em conta no cálculo da resistência à fadiga do parafuso.

Em se tratando daqueles parafusos convencionais, os valores já são possíveis de ser encontrados através de métodos e modelos matemáticos disponíveis. A questão torna-se crítica, segundo *Patterson (1990)*, quando um parafuso com modificações de forma ou tamanho é projetado.

Foi dito anteriormente que a maior parte das falhas em parafusos ocorre na região da raiz do primeiro filete carregado da conexão. Entende-se esta região como sendo, por exemplo, numa união montada com porca e parafuso, o primeiro filete acoplado a partir da face carregada (ou em contato com os membros) da porca. A estatística aponta para cerca de 65% das falhas neste primeiro filete, o que não deve ser considerado surpreendente, pois nesta região o nível de concentração de tensões bem como a intensidade de tensões é maior (figura 7).

A maior parte dos trabalhos publicados na área de desenvolvimento e prevenção das falhas em roscas, com efeito, trata da análise da distribuição de tensões ao longo dos filetes acoplados de uma união.

Segundo *Kenny e Patterson (1985)*, a primeira análise publicada a respeito da distribuição de carga ao longo de uma rosca acoplada convencional foi feita por *Stromeyer* que, em 1918, estabeleceu que a carga ao longo da conexão era distribuída desuniformemente ao longo dos filetes. A partir de então, a investigação de tensões em roscas montadas tem sido objeto de esporádico interesse desde 1929, quando *Den Hartog* examinou as tensões em parafusos de lâminas de turbinas. Em 1940 *Goodier* determinou a distribuição de tensões através de um método indireto, medindo a variação do diâmetro externo da porca. *Hetényi* desenvolveu análises fotoelásticas tri-dimensionais numa série de porcas modificadas e mediu a concentração de tensões nas

raízes dos filetes. Concluiu que porcas com bordas afiladas tinham distribuição de tensões mais uniformes. Em 1948, *Sopwith* desenvolveu uma teoria através de expressões analíticas derivando a carga sustentada por um único filete e comparou com os resultados experimentais de *Goodier* e *Hetényi*. Tal teoria ainda hoje tem grande aceitação. Em 1952, *Brown e Hickson* obtiveram a distribuição numa união convencional de porca e parafuso utilizando análises fotoelásticas tri-dimensionais.

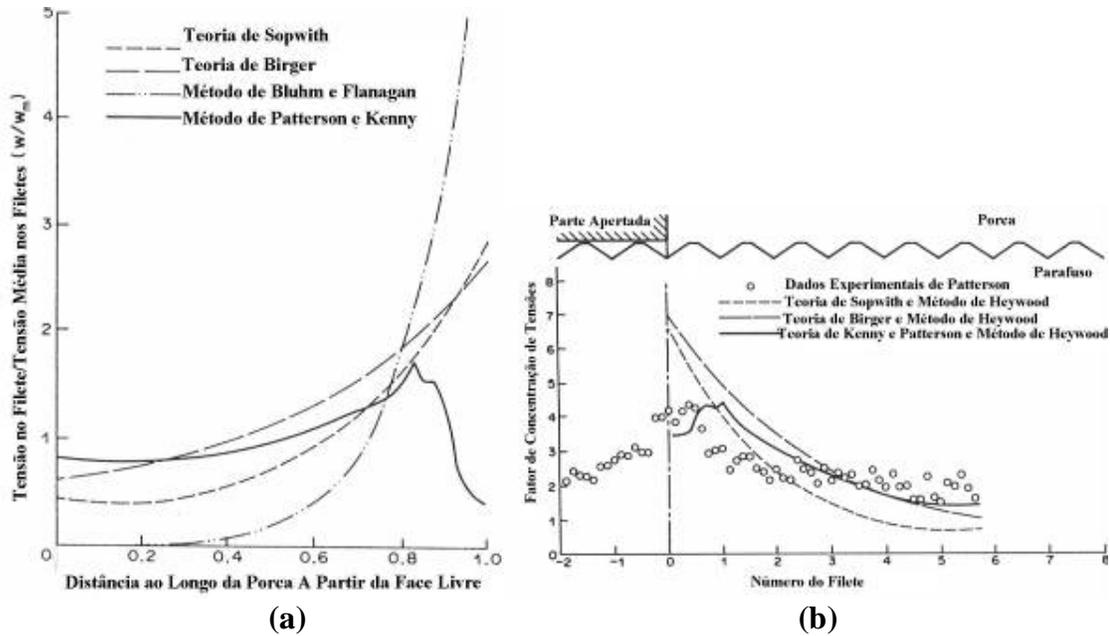


Figura 7 – Distribuição de tensões típica (a) e distribuição do fator de concentração de tensões típica (b) para um parafuso ISO M12 com 10mm de altura da porca. Dados obtidos de várias teorias. *Patterson (1990)*

Com o advento das técnicas computacionais, como era de se esperar, a distribuição de tensões começou a ser analisada através do método dos elementos finitos. Foi assim que *Maruyama* avaliou uma união de porca e parafuso em 1974, mas concluiu que haviam muitos pontos de concentração de tensões para produzir resultados satisfatórios através de seu método.

Por meados da década de 1980, entretanto, a configuração de tensões ao longo dos filetes acoplados das roscas parece ter sido dominada e equacionada, finalmente, em teorias e métodos intercalados através de modelos analíticos e experimentos fotoelásticos bem como por elementos finitos, assim como pode ser visto nos trabalhos de *Fessler e Jobson (1983)*, *Fessler e Hua (1984)*, *Kenny e Patterson (1985)*, *Patterson e Kenny (1986)* e também em *Newport et alli (1986)*.

A contribuição de *Patterson (1990)*, a partir de então, foi satisfatória para comparar o limite de fadiga dos parafusos, através de um estudo comparativo entre as diversas teorias para determinar o limite contra resultados experimentais adquiridos. Concluiu, entretanto, que todas as teorias geralmente superestimam o limite a fadiga quando modificações são aplicadas tais como a altura da porca e o raio no fundo dos filetes.

É evidente a necessidade do conhecimento da distribuição de tensões para estimar a resistência à fadiga de uniões, pois com o conhecimento do maior pico de tensão pode ser dimensionado o elemento.

Apesar de *Nishida (1992)* considerar o gradiente apenas em casos de fadiga de baixo ciclo, ou seja, altos valores de tensões ou alta carga externa, o gradiente de tensões é produzido toda vez que uma união for submetida ao carregamento. Tudo indica que a distribuição irregular de tensões seja devido aos inevitáveis erros dimensionais e de fabricação ao longo dos filetes. Não pode ser menosprezado este fenômeno em termos de mantimento da porca atarraxada.

A parte acoplada, ou engajada do parafuso com a porca ou rosca interna, mostra maior variação de tensões que a parte livre. Como citado por *Fessler e Jobson (1983)*, parte desta maior variação poderia ser atribuída a erros de passo e conseqüentes irregularidades de transferência de carga.

Quando um acoplamento tipo porca e parafuso, por exemplo, é submetido a um tracionamento, as irregularidades do perfil dos filetes tendem a se acumular na extremidade física da carga. É fácil imaginar que o primeiro filete será o mais prejudicado.

Todos os estudos direcionados a este perfil utilizam uma carga externa um tanto quanto aleatória. Nenhum estudo foi encontrado que tratasse da variação deste perfil com o aumento do nível de solicitação externa. Sabe-se somente que para altos valores de torque aplicados em parafusos estruturais, o maior pico de tensão tende a transferir-se para o raio de concordância entre a haste e a cabeça do parafuso, como relata *Fukuoka e Takaki (1998)*, devido a tensões cisalhantes induzidas pelo aperto. Esta constatação também aponta para a necessidade de um limite de torque aplicado.

O efeito de concentração de tensões na raiz do primeiro filete carregado, aquele que apresenta maior carregamento e concentração de tensões, com cerca de 60% da tensão total, ainda conforme *Fukuoka e Takaki (1998)*, prevê uma morfologia de fratura do tipo com severa concentração de tensões. Com baixa tensão nominal, caracterizada pela baixa carga externa, os pontos de nucleação ao longo do perímetro da raiz não serão bem definidos. Se a carga máxima for elevada, podem surgir picos definidos.

Quanto a previsão da vida em fadiga de roscas, muitas dificuldades e incertezas ainda permanecem levando em conta a abordagem das teorias modernas da mecânica da fratura. Tentativas tem sido feitas para aplicar estas modernas técnicas da mecânica da fratura ao problema de conexões parafusadas, particularmente por *Glinka et alli*, citados por *Patterson (1990)*. No entanto, embora seja possível calcular a vida em fadiga de parafusos através da iniciação de trincas, o cálculo da vida como resultado da propagação permanece não resolvido. É por isso que ainda hoje os mais tradicionais métodos são encontrados em projetos de uniões, tais como aqueles métodos de *Shigley e Sophwith*. Em grandes parafusos estruturais, entretanto, a mecânica da fratura e o estudo da vida em fadiga a partir da análise da propagação da trinca pode ser tranqüilamente aplicada, pois as dificuldades tais como a taxa de propagação neste caso são amenizadas.

Conforme a teoria de *Shigley e Mischke (1989)*, os principais fatores considerados no projeto de um parafuso devem ser a concentração de tensões nos filetes, particularmente no primeiro filete carregado, o acabamento superficial que é fruto do método de manufatura, variando com a usinagem e o roletamento. *Patterson (1990)* acrescenta aos citados a microestrutura.

O efeito de tamanho pode ser desprezado para elementos com diâmetro menor que 8 mm. Porém, o fator 0,85 deve ser aplicado nos mais utilizados elementos de fixação de responsabilidade sujeitos a fadiga, ou seja, aqueles com diâmetro nominal maior que 8 mm.

O fator de carga, por sua vez, tem pouca influência, assim como o fator de tamanho. *Shigley* praticamente exclui este fator para parafusos em geral, em se tratando de cargas axiais.

Os parafusos são divididos por norma em classes que os distinguem em termos de resistência mecânica e, por tanto, quantidade de martensita e elementos de liga na microestrutura. A resistência à fadiga deve seguir esta linha. Parafusos de baixa classe apresentam microestrutura perlítica e ferrítica. Para os parafusos de classe intermediária já começa a ser prevista a têmpera e revenimento. Elementos de liga também são aplicados a parafusos de alta classe, tais como baixos teores de Cr e Mn, para aumentar a temperabilidade e a tenacidade das ligas.

O tamanho de grão, por sua vez, deve ser pequeno em parafusos de responsabilidade.

No caso da análise da vida em fadiga de parafusos sujeitos a diversos torques, cada valor de torque implica numa mudança das condições iniciais da amostra. Quer dizer que não deve ser recomendado considerar a variação da tensão média regida pelo torque. Também não deve ser recomendado construir o diagrama para um determinado parafuso e aplicá-lo para o caso de união parafusada.

A sugestão é montar vários diagramas para amostras com diferentes torques, utilizando sempre, é claro, o mesmo tipo de parafuso e a mesma carga externa. A idéia inicial é baseada na construção de um diagrama a partir da variação do torque, que determinaria os diversos parâmetros angulares. Isso pode ser aplicado naturalmente, mas desta forma, o torque deve ser o agente de variação da tensão média.

## **2. 5. 5. O EFEITO DA TENSÃO MÉDIA NO LIMITE EM FADIGA DE PARAFUSOS**

A segurança ou resistência à fadiga dos materiais sofre a influência da tensão média. Como foi demonstrado anteriormente pelos diagramas de fadiga, a medida em que aumenta a tensão média aumenta também a resistência à fadiga, apesar de diminuir a amplitude da solitação.

Para o caso dos parafusos, no entanto, os estudos a respeito da influência da tensão média são conflitantes. *Nishida (1992)* considera mínima a influência da tensão média na vida em fadiga dos parafusos. No entanto, aparentemente há um erro de interpretação no trabalho de *Nishida*, pois trata, em todo o seu trabalho, da variação da amplitude de tensão com a tensão média utilizando a expressão gráfica de *Goodman*

modificado. *Nishida*, baseado em experimentos, encontrou como resultado a mínima variação da amplitude de tensão com o aumento da tensão média. No entanto, sabe-se que a resistência à fadiga é a soma da tensão média com a amplitude da sollicitação, de forma que torna-se equivocada a abordagem somente levando em conta a amplitude da sollicitação. Transportando os resultados de *Nishida* para um diagrama de *Goodman* convencional ocorre que a linha limite superior será paralela à linha de centro a quarenta e cinco graus – eixo da abcissa - até o escoamento, o que já era prescrito por *Cassou* (1995). Entretanto, isto não significa que a linha limite superior seja independente da tensão média.

Conforme *Patterson* (1990), alguns resultados sugerem que o efeito da tensão média é desprezível. A redução no limite em fadiga devido ao aumento da tensão média em parafusos feitos de aço baixa liga é menor que seria predito por uma linha de *Goodman* devido ao efeito benéfico do escoamento no fundo dos filetes.

Ainda, conforme *Patterson* (1990), todos os métodos de predizer a vida em fadiga provêm valores baseados na completa carga reversa, com tensão média nula. Por isso sente-se a necessidade de ensaios variando estes valores.

*Burguete e Patterson* (1995) estudaram o efeito da tensão média no limite a fadiga de parafusos de alta resistência ISO M12x120 classe 8.8 aço ao boro, de acordo com a norma BS6104, com filetes roletados. A melhor correlação de seus resultados e a teoria é mostrado para os modelos empíricos devidos a *Gunn* e *Cook*, praticamente fechando com *Gunn*.

A amplitude da resistência dos parafusos, portanto, pouco varia com o aumento da tensão média.

### **2. 5. 6. TORQUE**

Como citado por *Bickford* (1998), o controle do aperto por torque permanece como o método mais prático para a maioria das aplicações. É mais econômico, relativamente simples de aplicar, e tem uma larga variedade de ferramentas disponíveis.

A consideração primária da maior parte dos projetistas é a carga de tração, uma combinação de protensão, ou a tensão induzida durante a instalação, e alguma carga

em serviço (externa) adicional. Protensão, segundo *Buda (1994)*, é essencialmente interna e estática, comprimindo os membros.

Para completar a montagem de uma união, após o ajuste inicial, é necessária a aplicação de um par conjugado, ou torque, na cabeça do parafuso ou mesmo na porca.

Aplica-se o torque para criar a protensão e, conseqüentemente, criar a força de aperto entre os membros da união.

A literatura não especifica, até então, um valor ideal de torque, pois este valor depende de variáveis tais como a protensão desejada e o coeficiente de atrito entre os elementos da união.

O temor de um desaperto numa junta instintivamente induz a montagem com elevados valores de torque. O desaperto é, sem dúvida, muito perigoso e ocorre freqüentemente, obrigando a necessidade de calcular um valor mínimo antes do qual é previsto o desaperto.

O equilíbrio de forças que agem no perfil ou flanco dos filetes induz a uma expressão para o torque conforme *Shigley e Mischke (1989)*:

$$T = \frac{Fd_m}{2} \left( \frac{\pi\mu d_m - L}{\pi d_m + \mu L} \right) + \frac{F\mu_c d_c}{2} \quad (14)$$

onde:

F = força axial aplicada num perfil [N];

$d_c$  = diâmetro médio da porca [mm];

$d_m$  = diâmetro médio do parafuso [mm];

$\mu$  = coeficiente de atrito no perfil dos filetes;

$\mu_c$  = coeficiente de atrito entre a porca e os membros;

L = avanço [mm].

Para que ocorra o efeito de auto-retenção, o valor de T na expressão acima deve ser positivo, ou seja:

$$\pi\mu d_m \geq L \quad (15)$$

Como  $L$  é igual ao passo em juntas convencionais que possuem apenas uma entrada e  $\mu$  varia entre valores em torno de 0,15, e sabendo ainda que o valor do passo é função do diâmetro nominal dos parafusos, fica evidente que não é necessária uma força excessiva para que ocorra a condição de auto retenção. A equação, entretanto, tem algumas limitações tais como não considerar o ângulo de avanço.

A relação entre o torque e a protensão desejada é conhecida pela equação linear que segue, extraída da relação anterior:

$$T = KDV \quad (16)$$

onde:

$T$  = torque [Nmm];

$V$  = protensão ou força axial de tração [N];

$D$  = diâmetro nominal do parafuso [mm];

$K$  = fator de porca ou coeficiente de torque.

Esta relação leva em conta os coeficientes de atrito entre os elementos bem como os valores dimensionais básicos de uma rosca. Com efeito,  $(K)$  pode variar com os tipos de materiais utilizados, lubrificantes, camadas depositadas, acabamento e qualquer outro fator que modifique o coeficiente de atrito.

*Shigley e Mischke (1989)* consideram  $(K)$  igual a dois décimos para uniões convencionais e relatam que testes realizados em montagens com lubrificante e sem lubrificante utilizando, para ambos os grupos, o mesmo torque aplicado no mesmo tipo de parafuso, indicaram que a protensão média resultante foi equivalente, apesar das uniões sem lubrificantes apresentarem maior desvio padrão ( $\pm 15\%$ ).

Segundo *Bickford (1998)*, o fator de porca  $(K)$  é uma constante determinada experimentalmente. Seus valores dependem primeiramente da lubrificação entre a união. Em seu trabalho, mais direcionado que o de *Shigley e Mischke*, determina valores de  $(K)$  para vários tipos de lubrificantes, bem como os materiais unidos (membros) ou camadas depositadas.

Todos concordam, entretanto, que um valor médio para (K), em uniões metálicas convencionais fica em torno de dois décimos. Este valor pode variar em casos onde entre os membros da união é inserida uma camada de tinta, por exemplo, ou se os membros inicialmente de aço são substituídos por outros materiais poliméricos.

Segundo *Cassou (1995)*, o momento de aperto é dado pela expressão que segue:

$$T = \frac{Vd_2}{2} \frac{(p + \mu' \pi d_2)}{(\pi d_2 - p \mu')} + \frac{\mu'' V}{3} \left( \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right) \quad (17)$$

onde:

T = momento de aperto ou torque [Nmm];

$\mu'$  = coeficiente de atrito entre os flancos;

$\mu''$  = coeficiente de atrito entre a porca e os membros;

p = passo da rosca [mm];

$d_2$  = diâmetro de flanco [mm];

d = diâmetro nominal [mm];

D = diâmetro de contato entre a porca e o membro [mm];

V = protensão [N].

Esta equação é equivalente àquela mostrada anteriormente (17). Com efeito, foram formuladas ambas da mesma maneira e possuem apenas pequenas diferenças na forma matemática. Sendo assim, são mínimas as diferenças entre os resultados das duas.

Outra forma de expressar o torque para sobrepor o efeito da fricção vem da estática elementar, como descrito por *Fessler e Jobson (1983)*. Para que ocorra a auto retenção numa rosca convencional com filetes em (V) é preciso satisfazer a equação 18, a seguir:

$$T = Vr \left( \frac{\tan \alpha + \mu \sec \frac{\beta}{2}}{1 - \mu \sec \frac{\beta}{2} \tan \alpha} \right) \quad (18)$$

onde:

$r$  = raio efetivo dos filetes;

$\alpha$  = ângulo de avanço;

$\beta$  = ângulo de flanco;

$\mu$  = coeficiente de atrito.

Considerando essa relação, assumindo um coeficiente de atrito de 0,17 em uniões de aço e usando ângulo de avanço de 2,48 graus e ângulo de flanco de 55 graus, tem-se:

$$T = 0,24rV \quad (19)$$

O torque de aperto ( $T_c$ ) é comumente maior que este torque para auto retenção e o torque inicial ( $T_i$ ), aplicado após o aperto, também é superior a este se o parafuso permanece no bloco quando a montagem é dada separadamente. Os valores são tais que:

$$T_c = 1,2 T \quad (20)$$

$$T_i = 3T_c \quad (21)$$

Pela relação entre torque e protensão desejada, levando em consideração as subsequentes constatações de *Fessler e Jobson (1983)*, fica claro que o temor do desaperto na realidade é exagerado, pois o torque inicial, que é aquele acrescido ao torque de aperto, tem valor em torno de 3,6 vezes maior do que o torque necessário para a auto retenção.

Convém ressaltar que todas as três equações apresentadas partem da idéia de calcular o torque mínimo a partir do qual o desaperto é imprevisto. Porém as equações esbarram numa indeterminação, ou seja, elas são função da protensão. Segundo as

relações anteriores (14 a 19), é impossível determinar qualquer valor ou intervalo de momento aplicável. O torque será nulo quando a protensão for nula, e terá um valor determinado conforme a protensão for prevista, mesmo que atinja o escoamento.

As fricções ou coeficientes de atrito envolvidos na união são parâmetros de difícil cálculo e que tornam imprecisa a equação do torque. Segundo *Bickford (1998)*, pressões de contato em torno de 1700MPa podem ser geradas entre a rosca externa e interna de uma união, aumentando conforme aumenta a força de aperto. Pressões similares são exercidas pela cabeça do parafuso e a porca na união. Tipicamente 50% do torque aplicado é absorvido pela fricção entre a porca e os membros. Outros 40% são absorvidos entre os filetes. Restam apenas 10% do total do torque aplicado a ser convertido em protensão. Se a parcela de torque despendida à fricção entre a porca e os membros for acrescida de 5%, passando a 55%, e a parcela de fricção entre os filetes permanecer igual, a parcela despendida para a protensão diminuirá para 5%, ou seja terá uma variação de 50%. Isto mostra o quão incerta é a abordagem da protensão em relação ao torque.

### **2. 5. 7. PORQUE PROTENSÃO É IMPORTANTE**

Segundo alguns autores, o aperto apropriado do parafuso durante sua montagem e a manutenção deste aperto durante o serviço são fatores imprescindíveis para se obter a maior vida útil destes componentes. *Shigley e Mischke (1989)* consideram que um parafuso apertado de maneira apropriada fica sujeito a uma tensão maior do que a tensão produzida pela carga externa a ser suportada em serviço. Sob estas condições o parafuso não pode falhar por fadiga pois não há variação na tensão independentemente do ciclo de aplicação da carga em serviço. Como será visto a seguir, esta afirmação é parcialmente verdadeira. Com uma protensão adequada o parafuso suportará apenas uma fração da força; no entanto, dependendo do nível de carregamento externo o componente poderá falhar.

Não importa o quão bem projetado um fixador seja, este por si não pode ser o único responsável pela confiabilidade da conexão. Também é necessário o entendimento de como uma união parafusada responde ao carregamento e a influência do modo de aperto na vida em fadiga também são importantes.

Ainda não é de total domínio a maneira como uma união parafusada responde a uma carga direta. Um parafuso devidamente apertado resiste a situações onde um parafuso sem aperto poderia falhar em segundos sob fadiga de baixo ciclo. Quando uma carga é aplicada a um parafuso submetido à protensão (força de aperto) adequada este não resiste à totalidade da carga aplicada, mas sim a uma pequena fração da carga. Esta afirmação parece contraditória em primeira análise. No entanto, ficará mais clara no decorrer do presente trabalho e com a apresentação dos diagramas de uniões (gráficos de conexões parafusadas).

### 2. 5. 8. CARGA E DEFORMAÇÃO NAS UNIÕES PARAFUSADAS

Partindo de uma ligação sem torque mas também sem folga, denominada por *Shigley e Mischke (1989)* como condição de ajuste sem folga, aplica-se uma carga denominada de protensão, através da aplicação do torque. A protensão determina um alongamento no parafuso e uma compressão proporcional nos membros (figura 8).

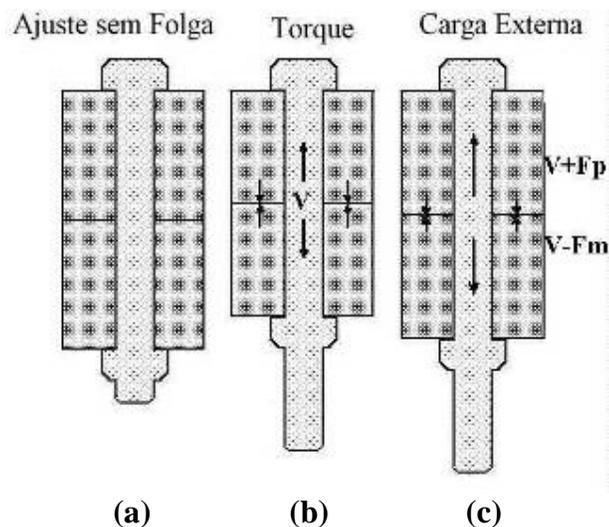


Figura 8 - Esquema mostrando as variações da deflexão do parafuso e os membros devido à carga aplicada. Nota-se a variação na altura das placas e do parafuso. (a) Ajuste sem folga; (b) aplicação de uma força de aperto chamada de protensão ( $V$ ); (c) aplicação da carga externa dividida ao parafuso ( $F_p$ ) e aos membros ( $F_m$ ).

A deformação no parafuso é facilmente medida, tendo como única limitação a variação de geometria e concentração de tensões nos filetes e no raio da cabeça. A deformação dos membros, por sua vez, deve levar em consideração a rigidez dos

materiais envolvidos e, também, a área deformada, que é uma variável de difícil cálculo.

Uma carga externa aplicada à conexão provoca uma deformação igual nos membros e no parafuso. Esta carga não deve anular completamente o valor da compressão da conexão, pois desta forma teríamos um estado onde a junta estaria livre de compressão, ou sem aperto, e o parafuso, por sua vez, estaria sobrecarregado.

### 2. 5. 9. CONSTRUÇÃO DE GRÁFICOS DE UNIÕES PARAFUSADAS

Para auxiliar na visualização dos carregamentos envolvidos em uniões parafusadas foram desenvolvidos os diagramas de uniões. Diagramas de uniões podem ser utilizados para ajudar a visualizar a forma como uma junta parafusada resiste a carregamentos externos e, desta forma, esclarecer porque o parafuso não resiste à totalidade desta força.

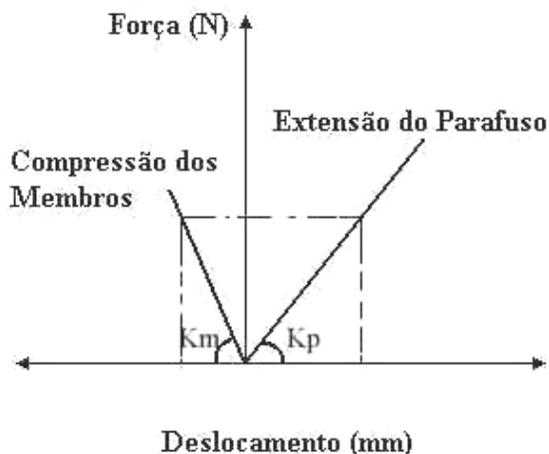


Figura 9 - Construção do diagrama de juntas parafusadas.

O gráfico acima (figura 9) apresenta a forma como um diagrama básico de uniões parafusadas é construído. Conforme a porca é girada na rosca do parafuso, o parafuso se estende. Por causa das forças internas do parafuso que resistem à força de extensão, são geradas tensões normais, ou protensão. A reação desta força é a força de aperto da conexão. O diagrama que correlaciona a força e a extensão (figura 10) apresenta a extensão do parafuso e compressão dos membros. A inclinação das retas

representam a rigidez de cada componente. Sendo que os membros são geralmente mais rígidos do que o parafuso.

O diagrama básico é formado transpondo-se a linha de compressão da figura 9 para a direita. Um triângulo é formado pois o aperto que tende a comprimir a junta é igual à protensão no parafuso. Uma extensão positiva é representada com uma linha de inclinação positiva, enquanto que a compressão é representada por retas de inclinação negativa, como é o caso da junta. O diagrama, então, fica como mostra a figura 10. As duas retas da rigidez do parafuso e membros encontram-se no ponto definido pela protensão ( $V$ ), que é igual para ambos.

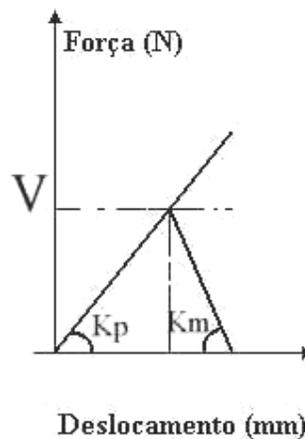


Figura 10 - Gráfico para uniões parafusadas sem aplicação de força externa. A força de aperto, ou protensão está simbolizada por ( $V$ ).

## 2. 5. 10. GRÁFICOS DE UNIÕES PARAFUSADAS SUJEITAS A CARREGAMENTO EXTERNO

Quando uma força externa de tração é aplicada ao conjunto, esta tem o efeito de diminuir o aperto causado pela protensão e adicionando alguma força para o parafuso. A força externa atua primeiramente sobre o material da junta e, por conseqüência, no parafuso. A princípio pode parecer errado colocar os vetores de força como mostrado na figura 11, porém não dá para considerar um aumento da força no parafuso sem haver diminuição da força de aperto.

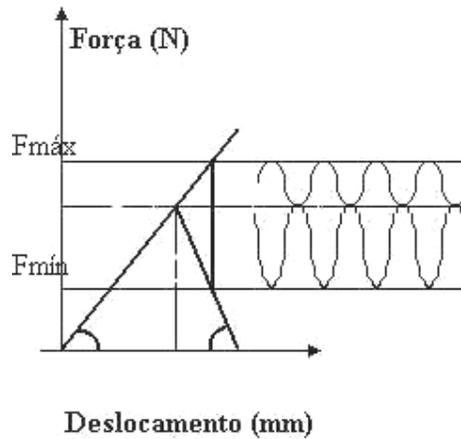


Figura 11 - Gráfico de força correlacionada à deformação para juntas parafusadas sujeitas a carregamento externo.

Como pode ser observado no diagrama de uniões, a carga externa aplicada provoca o aumento da carga no parafuso, com conseqüente aumento na deformação, e provoca também a diminuição da protensão nos membros até a protensão crítica. A deformação diminuirá na mesma escala. Mas para que esta relação seja válida não deve ocorrer qualquer deformação plástica no sistema, para que a Lei de *Hook* continue aplicável. Deformações plásticas nas arruelas, muito comuns na montagem de juntas, devem ser evitadas nos testes.

Agora, graficamente, podemos observar na figura 12 a variação que ocorre ao se aumentar a deformação dos membros, para uma mesma carga externa e mesmo parafuso. Observa-se que, partindo de uma configuração inicial, ao substituir os membros por outro menos rígido e conservando o mesmo valor da carga externa e o mesmo valor da protensão, aumentará, mesmo assim, o valor da carga ( $P_0$ ) que atua no parafuso.

Mas se tomarmos a equação (14) de *Shigley e Mischke (1989)* e também *Bickford (1998)*, onde o torque está diretamente correlacionado à protensão, notamos que ela não leva em conta a deformação para o valor de torque. Isso significa que a protensão não mudaria com uma conexão menos rígida. Porém, a protensão deveria diminuir para preservar a carga máxima externa.

Como pode ser analisado da observação do diagrama, o aumento da força aplicada ao parafuso depende da rigidez do parafuso em relação ao material dos

membros. Para ilustrar melhor a influência da rigidez dos componentes no aumento da carga no parafuso, a figura 12 mostra o caso de uma junta mais rígida, isto é, um parafuso pouco rígido com uma junta bastante rígida. Neste caso o parafuso suportará apenas uma pequena porção da força aplicada.

Altas protensões em conexões rígidas, com módulo de elasticidade dos membros elevado, transferem menos de carga externamente aplicada para o parafuso, reduzindo a carga cíclica.

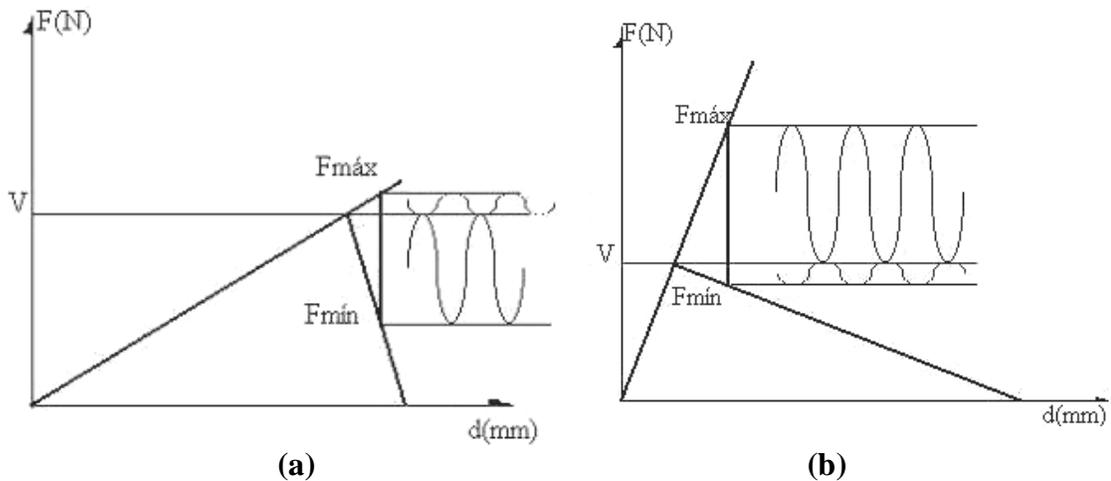


Figura 12 - Diagrama que correlaciona a força e a extensão de uma conexão rígida (a) e de uma conexão com menor rigidez (b).

Para comparação está apresentado também uma junta menos rígida, composta por um parafuso rígido em uma junta de pouca rigidez. Neste caso, devido à grande inclinação da curva de rigidez do parafuso em comparação com a da junta, o parafuso seria solicitado pela maior parte da carga aplicada. É por este motivo que os parafusos de alta performance têm o diâmetro de seu corpo reduzido de forma a diminuir sua rigidez.

### 2. 5. 11. O EFEITO DE FORÇAS EXTERNAS COMPRESSIVAS

Se a força aplicada na conexão for de natureza compressiva, então haverá o aumento da força de compressão dos membros e diminuição da tensão no parafuso. Se a força compressiva externa for de magnitude suficiente, então ocorrerá uma das situações descritas a seguir:

I) A tensão no parafuso poderá chegar a valores muito baixos, porém, se a força compressiva possuir caráter cíclico o parafuso poderia romper por fadiga uma vez que sofrerá variações de tensões devido às forças compressivas externas, mas terá tensão trativa devido ao aperto. O parafuso está também sujeito à desaperto por vibração.

II) Poderá ser atingida a tensão de escoamento do material dos membros de forma a deformá-la permanentemente. Assim, uma vez cessada a força compressiva, haverá uma diminuição na protensão.

Este caso, para forças compressivas externas, foi abordado apenas para fins didáticos, uma vez que na prática esta situação dificilmente ocorrerá devido à dificuldade de se aplicar forças compressivas entre o parafuso e a junta. Um exemplo típico, entretanto, foi citado por *Bickford (1998)*, qual seja o de cilindros hidráulicos.

Embora não reportada freqüentemente, uniões sujeitas a compressão tais como aquelas citadas por *Buda (1994)*, em sistemas de pressão, equipamentos de estampagem e máquinas de moldar podem também exibir falhas por fadiga.

## **2. 5. 12. UM CRITÉRIO DE ESCOLHA DA PROTENSÃO DE TRABALHO**

A equação que determina o torque de um parafuso leva em conta a forma dos filetes que não varia para qualquer tipo, classe e tamanho de parafuso para uma determinada norma geométrica. A equação leva em conta o coeficiente de atrito, que pode ser estimado e a variação na fórmula já é conhecida. A única incógnita que resta é a protensão. *Cassou (1995)* sugere utilizar o dobro da protensão crítica. *Bickford (1998)* sugere protensões em torno de 55% do limite de ruptura. Mas se fosse possível determinar matematicamente o aumento de carga atribuída ao parafuso com uma determinada carga externa levando em conta a rigidez da união, então este pico de carga poderia apontar para um valor de protensão e, conseqüentemente, de torque equivalente para a tensão máxima igual a resistência esperada ou o limite de fadiga do parafuso.

A nomenclatura apresentada a seguir será adotada para o restante do presente trabalho. Considerando apenas as forças atuantes pode-se determinar um aperto ideal para o parafuso. Na seqüência do trabalho será apresentada uma forma de determinar o

aperto ideal de uniões parafusadas levando em conta as tensões aplicadas e a resistência à fadiga do componente.

A deformação de uma barra cilíndrica submetida a tracionamento é dada pela equação:

$$\delta = \frac{FL}{AE} \quad (22)$$

onde:

$\delta$  = deformação [mm]

F = força [N]

L = comprimento [mm]

A = área transversal [mm<sup>2</sup>]

E = módulo *Young* [N/mm<sup>2</sup>]

No caso de um parafuso, a deformação será dada pela equação onde (A) corresponde à área menor da parte roscada.

*Rod Corbett*, citado por *Bickford (1998)*, correlacionou a extensão do parafuso com a força segundo a seguinte expressão, que consiste em uma avaliação mais realística para o cálculo da deformação.

$$\Delta L = F \left( \frac{0,4D}{EA_d} + \frac{L_1}{EA_1} + \frac{L_2}{EA_2} + \frac{0,4D}{EA_d} \right) \quad (23)$$

onde:

$\Delta L$  = extensão [mm];

F = tração no parafuso [N];

D = diâmetro nominal [mm];

$L_1/A_1$  = razão entre comprimento e área da haste [mm/mm<sup>2</sup>];

$L_2/A_2$  = razão entre o comprimento e a área da parte roscada [mm/mm<sup>2</sup>];

$A_d$  = área do diâmetro nominal [mm<sup>2</sup>].

A constante de rigidez de uma barra é dada pela equação:

$$K = \frac{AE}{L} \quad (24)$$

E a constante de rigidez do parafuso é dada pela equação:

$$K_b = \frac{A_l A_f E}{A_l L_f + A_f L_l} \quad (25)$$

onde:

$K_b$  = constante de rigidez do parafuso [N/mm];

$A_l$  = área da seção lisa [mm<sup>2</sup>];

$A_f$  = área da seção com filetes [mm<sup>2</sup>];

$L_l$  = comprimento da seção lisa [mm],

$L_f$  = comprimento da seção com filetes [mm];

Dos gráficos de uniões parafusadas apresentados anteriormente, por semelhança de triângulos, determinamos as seguintes grandezas:

$$\text{Constante de mola do parafuso} \quad Ca = tgK_p = \frac{V}{de} \quad (26)$$

$$\text{Constante de mola das placas} \quad Cb = tgK_m = \frac{V}{dc} \quad (27)$$

Por semelhança de triângulos (relações geométricas)

$$Po = V + \frac{P}{(1 + \varphi)} \quad (28)$$

sendo

$$\varphi = \frac{Cb}{Ca} \quad (29)$$

Da equação (29) confirma-se o fenômeno apresentado anteriormente na forma de diagramas, isto é, quanto mais macia for a junta maior será o aumento da carga no parafuso considerando um carregamento igual.

Considerando um carregamento constante (carga constante P) a medida que se diminui a protensão (V) diminui também a protensão residual (V') até chegar ao valor crítico (V'cr) igual a zero (figura 13). A partir de (V'cr) ocorre a separação da junta.

É usual utilizar aperto que resulte em uma protensão igual ao dobro da protensão crítica. Para determinação da protensão crítica utiliza-se a metodologia que segue.

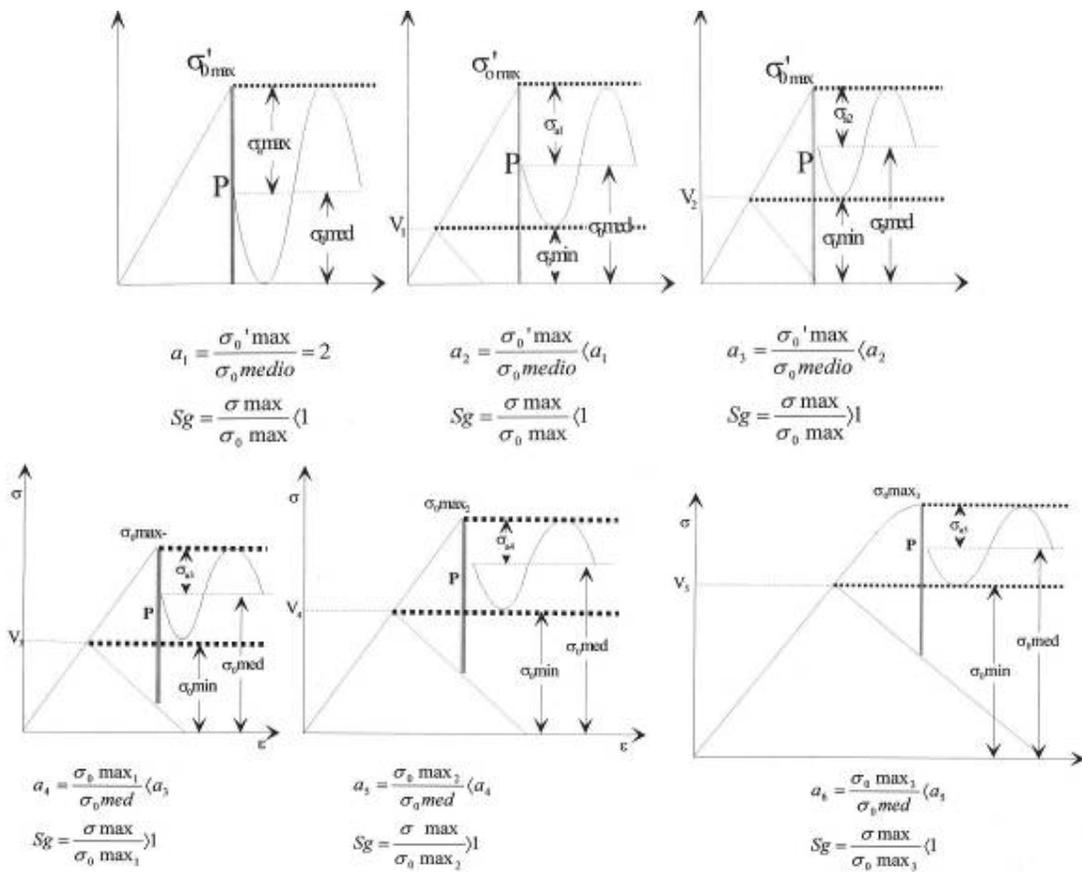


Figura 13 – A representação cíclica destes diagramas refere-se apenas ao carregamento despendido ao parafuso. O valor modular (P) é, na verdade, a soma da parcela atribuída ao parafuso e as placas.

$$V - V' = P - Pz = \Delta V \tag{30}$$

$$\Delta V = P - \frac{P}{1 + \varphi} = P \left( 1 - \frac{1}{1 + \varphi} \right)$$

$$\Delta V = \frac{P\varphi}{1 + \varphi} = V_{cr} \quad (31)$$

É usual utilizar o dobro de ( $V_{cr}$ ), ou seja:

$$V = 2V_{cr} = 2P \frac{\varphi}{1 + \varphi} \quad (32)$$

A deformação dos membros é uma incógnita de difícil cálculo, pois é certo que se duas chapas forem apertadas pela base da cabeça de um parafuso e a respectiva porca, a espessura das chapas terá uma variação de espessura diferente ao longo de toda a superfície, sendo mais comprimidas próximo ao diâmetro do furo de encaixe e geralmente as extremidades sequer apresentarão deformação.

Devido a isso, alguns modelos analíticos cujos autores foram citados por *Shigley e Mischke (1989)*, já foram propostos por *Wiegand e Rötsher* que determinavam um volume envolvendo o diâmetro do furo que apresentava uma confiável aproximação. *Little*, mais recentemente, determinou que o modelo anterior que considerava um cone com ângulo entre o eixo e a geratriz de quarenta e cinco graus superestimava a rigidez no aperto.

*Osgood* reportou um ângulo entre vinte e cinco e trinta e três graus para várias combinações, sendo que para a montagem do teste deste trabalho pode ser utilizado trinta graus ( $\alpha = 30^0$ ) como ângulo padrão, conforme a figura 14.

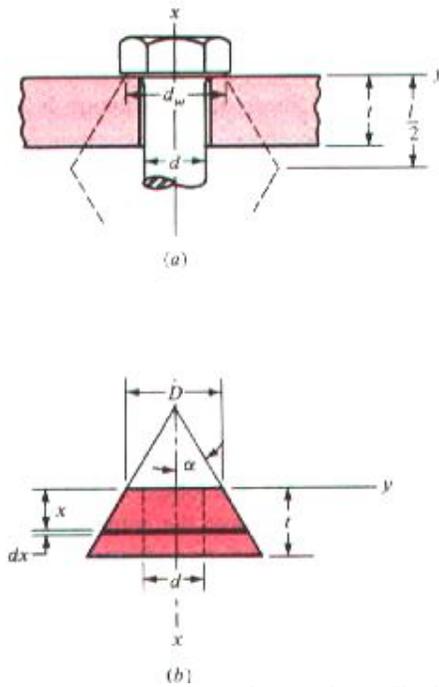


Figura 14 – Cone equivalente para estimar a compressão dos membros. Shigley e Mischke (1989).

A partir deste modelo, uma expressão matemática pode ser integrada para a deformação dos membros:

$$\delta = \frac{P}{\pi E d \tan \alpha} \ln \frac{(2t \tan \alpha + D_w - d)(D_w + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)} \quad (33)$$

A rigidez dos membros, desta forma, será dada pela expressão:

$$K_m = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}} \quad (34)$$

Sendo assim, pode ser calculada a rigidez de uma união, mesmo que composta por diferentes tipos de materiais:

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots + \frac{1}{K_n} \quad (35)$$

Esta relação é aceita ainda hoje considerando apenas o aperto inicial com uma dada protensão. No caso da aplicação de uma carga externa, a rigidez da união continua tendo comportamento linear segundo *Shigley e Mischke (1989)*, de forma que é possível calcular a parcela da carga externa despendida ao parafuso e a outra parcela aos membros, através da relação geométrica dos diagramas de junta:

$$F_p = P_p + V = \frac{K_p P}{K_p + K_m} + V \quad (\text{parafuso}) \quad (36)$$

$$F_m = \frac{K_m P}{K_p + K_m} - V \quad (\text{membros}) \quad (37)$$

*Bickford (1998)* sugere expressões análogas para a distribuição de carga máxima entre os parafusos e os membros de uma união apertada sem carga aplicada, mas leva em conta algumas interações elásticas que desviam a precisão dos cálculos, tais como o contato entre a parte roscada e a parede do furo e relaxações após o aperto. Contudo, tais expressões são baseadas naquelas anteriores, de forma que as interações elásticas e relaxações sugeridas mantém o comportamento linear de uma conexão.

*Grosse e Mitchell (1990)* desenvolveram um trabalho com detalhada análise não linear por elementos finitos onde constataram que a rigidez das uniões é altamente dependente da magnitude da carga aplicada. Os modelos anteriores, introduzidos por *Rötscher* em 1927 são baseados numa analogia a molas unidimensionais. A complexidade geométrica e não linearidade das conexões, combinadas com deformações devido a protensão e a fricção interfacial, tornam virtualmente impossíveis as soluções definitivas das equações elásticas. Contrariamente à teoria linear, a rigidez é inconstante ao longo da solitação aplicada.

Os resultados da análise bi-dimensional e assimétrica por elementos finitos revelaram que flexão e rotação das placas, fricção interfacial e o atrito entre porca e parafuso influenciam significativamente as características de rigidez axial das conexões parafusadas.

Modelos tais como o do cone são baseados em analogias unidimensionais do efeito mola. Estes modelos assumem que o volume da região comprimida das placas

não é afetada pelas cargas externas, a tensão axial é uniformemente distribuída num dado plano horizontal com a região de compressão e um estado de tensões uniaxial existe na região de compressão.

A teoria linear prevê que, se a rigidez das placas for muito maior que a rigidez do parafuso, então a carga atribuída ao parafuso conectado tenderá ao valor nulo. Para prevenir a fadiga, o parafuso teria que ser flexível comparado às placas.

Mas a rigidez das placas é uma função da área de contato interfacial. Tal área é função da soma de compressão nas placas que depende tanto da protensão como da carga externa. Conseqüentemente, a rigidez das placas e rigidez total da conexão é função tanto da protensão como da carga externa dividida pelos elementos da união.

Ao longo do tempo, têm sido feitos estudos a respeito da distribuição de pressão e a deformação devido a protensão nas juntas, levando ao modelamento da rigidez da junta. No entanto, nenhuma atenção foi dada para modelar o efeito da interação entre os filetes da porca e parafuso bem como as diferenças geométricas da porca e parafuso.

*Grosse e Mitchell (1990)* desenvolveram um modelo onde a malha aproximou-se das características diversas de uma conexão. Nos contornos de corte aplicou cargas cisalhantes e momentos fletores. Em essência, o princípio do diagrama de corpo livre foi invocado para a região da conexão. Esta abordagem teve uma base física aplicável para uma larga variedade de uniões.

Os autores concluíram que conforme a carga cisalhante positiva aumenta, a rigidez da conexão diminui até que as placas separam-se completamente, quando a rigidez vem a ser apenas a do parafuso. Os resultados indicaram que a rigidez das placas não é linear devido ao alívio de compressão que reduz a área de contato entre as placas. O acréscimo de fricção decresce a rigidez sob compressão das placas tomando uma tensão cisalhante aplicada, ou seja, a carga externa dividida ao parafuso aumenta.

Os resultados apontam para muitas deficiências na teoria linear. Tal teoria assume uma rigidez constante independente da carga externa aplicada na conexão. A teoria linear desconsidera o efeito da fricção na rigidez. A teoria linear assume um plano efetivo de carga sem base física para a conexão. A suposição de tensão axial

uniforme é particularmente inconsistente em vista dos resultados do modelamento e de um entendimento físico da compressão das placas.

*Wileman et alli (1991)*, mais tarde, desenvolveu uma técnica por elementos finitos para computar a rigidez de membros em vários tipos de conexões e chegou à relação (38) abaixo.

$$K_m = EdAe^{B\left(\frac{d}{L}\right)} \quad (38)$$

onde (A e B) são parâmetros de rigidez que envolvem o coeficiente de *Poisson* para os materiais envolvidos. Tal relação fecha com a teoria do cone de 30 graus.

Nenhum dos trabalhos anteriores incluem expressões gerais de rigidez ou dados que poderiam ser usados para determinar a rigidez para uniões que não aquelas particulares consideradas em suas análises.

Algumas precauções devem ser consideradas se tal expressão for utilizada. O efeito de fronteira deve ser considerado se a distância do eixo de centro até o fim das placas for pouco superior ao diâmetro do parafuso. Fricção excessiva nos filetes, cargas cisalhantes, escorregamento entre as superfícies, rugosidade superficial entre outras violações às suposições podem afetar a acuracidade da computação de rigidez. Em juntas sujeitas a cargas cíclicas, o efeito de escoamento ou propagação de trinca podem ser pronunciados com concentração de tensões, e fatores de segurança devem ser acrescidos. A maioria das técnicas correntes superestimam a rigidez das placas se comparados a este, de forma que subestimam a porção de uma carga externa que pode ser suportada pelo parafuso. Numa união projetada para resistência à fadiga, por exemplo, isto resultaria numa subestimação da tensão alternada no parafuso, com possibilidade de falha.

Os resultados de *Shigley e Mischke (1989)* usando um cone com ângulo de trinta graus, embora não sendo usado em larga escala, apresenta grande concordância com os resultados deste trabalho.

*Lehnhoff et alli (1994)* também desenvolveu análises por elementos finitos similares às anteriores e constatou que o espaço entre a haste do parafuso e o furo de

encaixe também exerce influência na rigidez. Diminuir a distância implica em aumentar a rigidez das placas.

*Lehnhoff e Wistehuff (1996)*, no entanto, assumem como válidas as primeiras relações quando do aperto inicial, ou relações elásticas, mas no momento em que uma carga externa é aplicada, discordam da linearidade das equações acima. As forças ( $F_b$ ) e ( $F_m$ ) dependem da carga externa e da rigidez dos componentes. A rigidez dos componentes, por sua vez, dependem de ( $F_b$ ) e ( $F_m$ ). Tais relações de dependência evidenciam a não linearidade das uniões submetidas a carga externa. Mas *Lehnhoff e Wistehuff (1996)* utilizaram no seu modelamento a protensão de 90% do limite de escoamento. Ora, qualquer acréscimo de carga externa leva a um provável comportamento não linear. As relações de *Lehnhoff e Wistehuff (1996)* poderiam ser utilizadas a título de comparação neste trabalho, mas ele não modelou parafusos ISO M6.

## **2. 5. 13. MELHORIAS NO DESEMPENHO DE UNIÕES PELO APERTO DO PARAFUSO NO ESCOAMENTO**

Método amplamente aplicado na prática de aperto de parafusos críticos em aplicações automobilísticas. Consiste em apertar o parafuso até ou próximo do limite de escoamento torque – tensão. Este método foi descrito por *Wallace* no trabalho de *Bickford (1998)*.

Desde que a resistência de parafusos é mais facilmente controlada que suas propriedades em fricção, a dispersão na carga de aperto do método de escoamento é tipicamente menor que um quarto daquele em convencional torque de aperto.

O projeto de uma junta parafusada é concernido com a realização de uma mínima carga de aperto necessária para prover durabilidade em serviço. Se dispersões no processo de aperto são grandes, então o intervalo de cargas de aperto a serem acomodadas no projeto podem também ser amplas. Largas dispersões também requerem que seja usado maior tamanho de parafusos, que usualmente significa que a junta pode também ser maior para acomodar os maiores parafusos.

As características da curva que correlaciona a tensão e a deformação para tração e tensão deformação para torção são diferentes (figura 15).

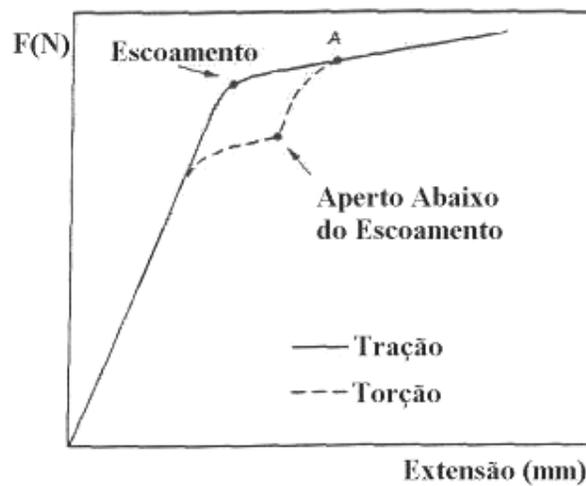


Figura 15 - A curva que correlaciona carga e extensão para um parafuso em tração pura segue a curva clássica (linha sólida). Para um parafuso apertado com uma chave, a tensão de torção causa escoamento a uma baixa carga (linha interrompida). Isto explica a capacidade de carga adicional quando em tração. Bickford (1998)

O torque de aperto aplicado gera tensões de torção que reduzem a carga de tração axial requerida para causar estiramento permanente. Em baixas cargas, as duas são coincidentes. Quando o parafuso é apertado, um ponto de escoamento ocorre a uma carga abaixo do escoamento sob tração pura, normalmente entre 70 e 80%”, dependendo do coeficiente de fricção. Note que a fricção é responsável por muito da tensão torcional.

Conseqüentemente, significativamente mais carga externa pode ser aplicada antes que o parafuso alcance seu ponto de escoamento uniaxial e sofra extensão permanente adicional.

O método de aperto ao escoamento requer a medição de torque e rotação durante o aperto.

Após uma transição inicial, o torque aumenta linearmente com a rotação até que inicia o processo de escoamento descrito anteriormente. Neste ponto, a inclinação da curva torque – ângulo decresce. Eventualmente a inclinação aborda o zero e o torque vem a ser quase constante.

O primeiro passo é medir torque e rotação; o segundo é decidir quando o escoamento ocorre.

Este método, na prática, é recomendado onde a remontagem do produto usando o mesmo parafuso e porca não é requerida. Distorções dos filetes podem modificar as relações antes projetadas.

O aperto ao escoamento, conforme *Buda (1994)*, pode maximizar a protensão do parafuso, minimizar a relaxação das placas, e aperfeiçoar a consistência da protensão. No entanto, parafusos não deveriam ser apertados ao escoamento a menos que exista suficiente diferença entre a tensão de escoamento e a tensão máxima.

## **2. 5. 14. MODIFICAÇÕES QUE AUMENTAM A RESISTÊNCIA DAS CONEXÕES**

Os parafusos e porcas convencionais industriais já têm as suas propriedades mecânicas, tais como a resistência à fadiga, bem conhecidas e disponíveis aos projetistas. Embora estes parafusos sejam amplamente utilizados, vários estudos têm sido desenvolvidos a fim de aumentar o desempenho dos elementos quando em serviço. Tais estudos vão desde mudanças do próprio material, processos de fabricação, até modificações geométricas que visam amenizar o efeito de concentração de tensões quando do aperto de uma conexão.

Os métodos são aplicáveis tanto no parafuso quanto na porca, sendo o intuito principal o de melhorar a relação de rigidez ou diminuir o fator de concentração de tensões na raiz dos filetes.

Os diagramas de uniões parafusadas mostram que se a rigidez do parafuso diminuir em relação à dos membros, diminuirá, também, a parcela de carga externa relativa ao parafuso. Considerando uma aplicação específica, a forma de diminuir a rigidez de um parafuso é pelo aumento da deformação. Para tanto, é necessário diminuir a seção resistente da haste do componente.

Os parafusos de alta performance, com efeito, foram desenvolvidos com modificações geométricas na parte lisa até atingirem o diâmetro menor igual ao de fundo dos filetes, que lhe confere menor rigidez para uma mesma carga externa aplicada (figura 16).

O método convencional já citado anteriormente por *Shigley e Mischke (1989)*, inclusive prescrito na norma métrica (norma MJ), aumenta a resistência à fadiga dos parafusos convencionais a partir de simples modificações geométricas na região da rosca. O diâmetro menor é aumentado de forma que aumenta a seção resistente e, naturalmente, o raio de fundo do filete. Em contrapartida, a crista dos filetes é reduzida, diminuindo o efeito dos esforços cisalhantes no fundo dos filetes.

Os parafusos CD (*critical design for fracture*) mencionados por *Nishida (1992)* apresentam afilamento da rosca conforme segue em direção ao final dos filetes. Tal provimento reduz o fator de concentração de tensões. Os CD recebem um pequeno ângulo de forma que vai diminuindo gradativamente o diâmetro nominal até o fim da parte filetada. O final de seção ótimo para a porca é tal que em torno de 70% da parte reduzida do parafuso vai para dentro da porca. Num caso de curso de filetes de tamanho normal, o gradiente da parte reduzida do CD é em torno de 0,06 e o filete incompleto (último filete) é ainda completamente removido. O filete é conectado ao corpo por um raio em torno de 10mm. O inconveniente de tal provimento é que a posição da porca deve ser prevista antes da aplicação, para que o CD seja realmente efetivo. Quando uma porca CD é utilizada, a resistência à fadiga é aumentada apenas em cerca de 30%, que é em torno de um terço a um quarto do provimento feito pelo uso de um CD.

Existem poucas medidas feitas para o provimento da resistência à fadiga de parafusos. Um exemplo é o método de redução da haste. O diâmetro do corpo do parafuso é menor que o diâmetro nominal. Este tipo de parafuso é chamado de parafuso com haste reduzida. Se o diâmetro do corpo é menor que o diâmetro nominal ao longo de todo o comprimento, o parafuso pode ser colocado fora de centro com respeito ao eixo do furo. Nestas condições, uma carga de flexão pode ser aplicada ao parafuso em adição a carga trativa. Como foi visto anteriormente, uma carga de flexão adicional deve ser evitada. A razão porque a medida mostrada na figura 16d é mais desejada que a da figura 16c é que a concentração de tensões no incompleto filetamento e no raio da cabeça pode ser decrescido.

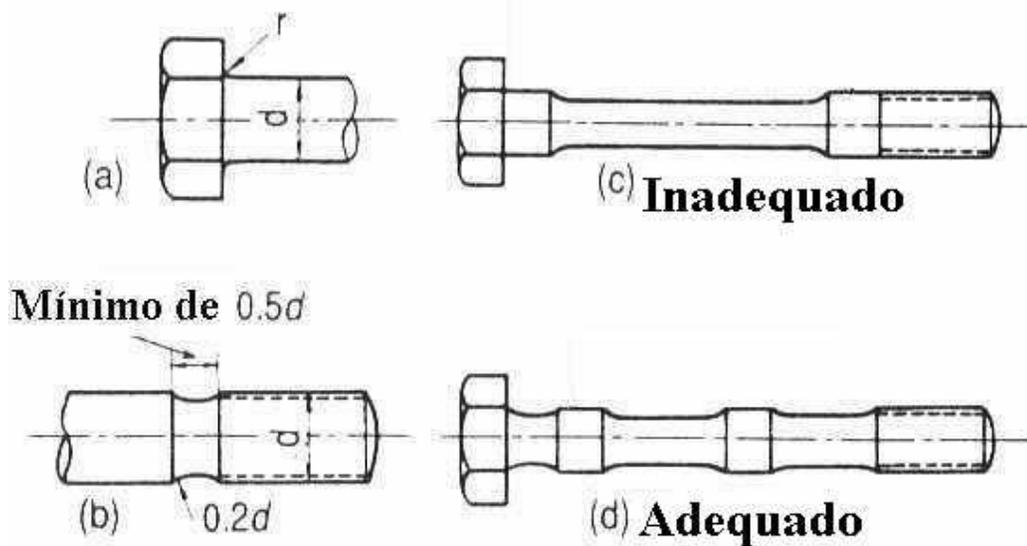


Figura 16 – Parafusos com haste reduzida. Um bom projeto evita cantos vivos abaixo da cabeça do parafuso (a) e evita, ainda, a liberdade da haste com relação às placas unidas (d). Nishida (1992)

As modificações nos filetes da porca apresentam como conveniência a liberdade da futura aplicação. *Kenny e Patterson (1985 a)* iniciaram um estudo visando analisar algumas modificações na forma da porca a fim de implementar o comportamento a fadiga. Propuseram, assim, dois meios distintos sendo um a formação de um ângulo de afilamento a partir de uma posição da rosca interna e o outro, contrariamente, com um ângulo de truncamento. Afilando inteiramente a forma para três filetes a partir da face carregada da porca produz uma distribuição de carga mais uniforme e reduz significativamente a tensão de tração normalizada máxima. Truncando a crista dos filetes ligeiramente acresce a tensão de tração normalizada máxima nos parafusos.

*Patterson e Kenny (1986 a)*, mais tarde, quantificaram a mudança geométrica das roscas. A geometria ótima de afilamento está na vizinhança de dois graus para cinco filetes com afilamento de menos de 1 grau e trinta segundos sendo muito pequeno para produzir um provimento significativo, mas para uma conexão específica (M30) e sem carga cíclica (figura 17).

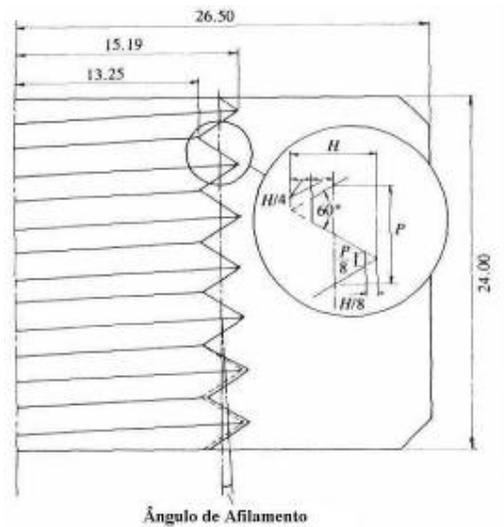


Figura 17 - Diagrama mostrando modificações nos filetes da porca e suas dimensões. Todas dimensões em milímetros, passo de 3,5mm e altura do filete 3,301. Patterson e Kenny (1986 a).

Outra modificação proposta por *Patterson e Kenny (1987)* prediz modificações na forma geométrica externa da porca, com a adição de uma ranhura envolvendo o perímetro (figura 18). Um chanfro na face carregada produz o mesmo efeito do afilamento, pois a deformação imposta pelo aperto leva a uma abertura do diâmetro. Modificando a forma externa da porca para reduzir a tensão máxima no parafuso provêm uma alternativa mais barata e fácil para afilar a rosca.

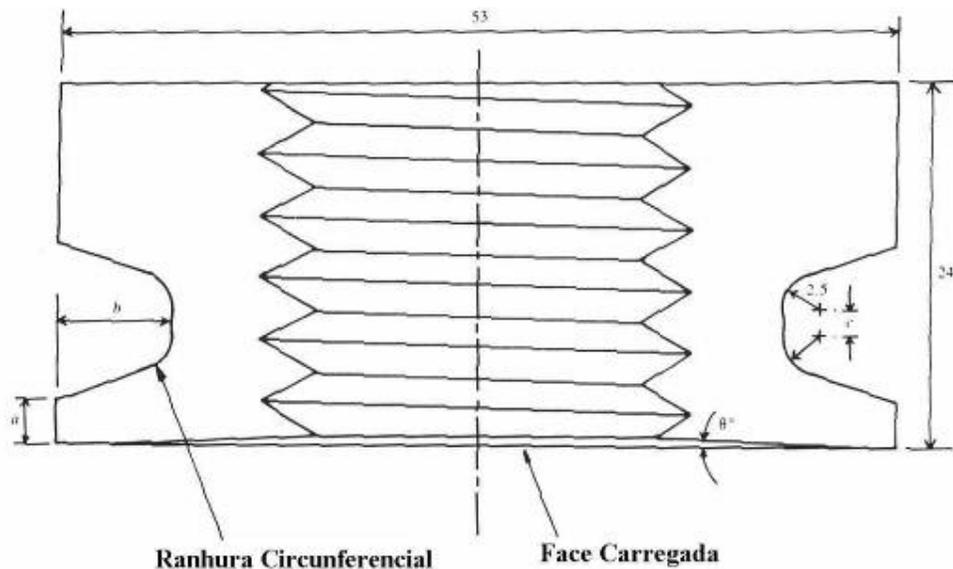


Figura 18 - Diagrama mostrando as dimensões e modificações das porcas. Patterson e Kenny (1987)

*Fukuoka (1997)* desenvolveu estudos por elementos finitos como um problema de contato elástico comparando com o modelo de chanfro de *Patterson e Kenny (1987)* e o modelo curvo proposto. Ambos mostraram a mesma ordem de efeito na redução da tensão máxima em conexões tencionadas. A porca modificada com chanfro é mais efetiva com grandes diâmetros nominais, raios de fundo dos filetes e coeficientes de fricção nas faces em contato (em torno de 27% de redução). Modificações na porca com um chanfro é mais prático que outros métodos, tais como mudança no passo e afilamento da rosca, desde que isto seja benéfico sobre uma larga gama de ângulos. No entanto tais modelos esperam, ainda, o aval de experimentos práticos.

A vida em fadiga das roscas internas chega a ser três vezes superior às roscas externas, segundo *Kumar (1998)*.

*Nishida (1992)* explica o fato com as linhas de fluxo de tensão, pois numa rosca interna os desvios são mais suaves. Em se tratando de porca e parafuso, aquelas porcas com modificação de forma geométrica externa também induzem a fluxos de tensão mais suaves que o convencional. Pode ser citado o trabalho de *Dragoni (1995)* que levantou curvas de *Wöhler* de parafusos convencionais (ISO M10) com diferentes formas de porcas com ressalto cilíndrico, ressalto afilado e porca convencional. Os testes indicaram que as porcas com ressalto cilíndrico trazem apenas moderados provimentos se comparadas às porcas convencionais. No entanto, para ressaltos cilíndricos maiores que um terço do comprimento da porca, a resistência é consideravelmente afetada. Contrariamente, se ressaltos afilados forem considerados, o acréscimo da resistência é significativo e altamente sensível à dimensão afilada. Em termos geométricos examinados, a fadiga de conexões convencionais foi aumentada cerca de um quarto com respeito a porca com ressalto afilado com dois terços do comprimento da porca.

Características que podem reduzir a concentração de tensões e, então, diminuir a chance de fadiga em parafusos incluem cabeça forjada, filetes roletados com fundos e fim de curso radiais, filete elíptico, perpendicularidade entre a cabeça e a haste, bom acabamento superficial e a área de contato corretamente proporcionada. Processos adicionais tais como filetes roletados após o tratamento térmico levam a uma maior resistência à fadiga.

### **3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

#### **3. 1. O EFEITO DO TORQUE NA VIDA EM FADIGA DE CONEXÕES PARAFUSADAS COM PARAFUSOS M6X1 COMERCIAL - DESCRIÇÃO**

Este trabalho tem como finalidade estudar o comportamento de conexões em fadiga, que é das formas de falha mais perigosas em uniões parafusadas e a mais freqüente.

Neste trabalho o carregamento axial será utilizado, até porque a construção do dispositivo praticamente elimina qualquer componente excêntrica de tração. As facilidades de construção e até mesmo o ensaio, em se tratando de laboratório, permitem um modelo autêntico de tração axial. Na prática, mesmo com a presença de excentricidade, sabe-se que sua influência em muitos casos é irrelevante.

A proposta do trabalho é avaliar a vida em fadiga de parafusos com a variação da protensão aplicada para diferentes materiais dos membros. Este ensaio se diferencia dos métodos e normas hoje em vigor, que determinam o ensaio apenas do parafuso, como um elemento isolado.

O parafuso escolhido foi o ISO M6x1 classe 8.8 comercial, haste de 40mm, com cabeça sextavada, filetamento parcial (18mm) e porca compatível de altura 5mm. Tal parafuso foi selecionado por facilitar a confecção do dispositivo e ensaios (menor seção resistente reduz os custos dos ensaios) e, ainda, por dispor-se de dados práticos já realizados recentemente no Departamento de Metalurgia da UFRGS, por *Milititsky (1998)*, além de outras tantas referências que facilitarão o desenvolvimento do trabalho.

#### **3. 2. DISPOSITIVO**

Uma vez definido o tipo de parafuso a ser ensaiado, foram projetados os dispositivos que possibilitasse aplicar carregamento de tração, cíclico flutuante e ainda que respeitasse as Normas ISO 898-1 : 1988 (*Mechanical properties of fasteners - Part 1: Bolts, screws and studs*) e ISO 3800 : 1993 (*Threaded fasteners - Axial load fatigue testing - Test methods and evaluation of results*). O projeto do dispositivo

partiu do prescrito nas normas, porém com modificações que viabilizassem os ensaios propostos.

O primeiro projeto foi realizado e aplicado por *Milititsky (1998)*, que confeccionou um dispositivo robusto, tendo em vista a necessidade da aplicação de cargas alternadas em parafusos apertados com um determinado valor de torque. Tratava-se de um bloco superior com um espaço usinado para a possibilidade de encaixar a chave de torque (figura 19).

A próxima simplificação do dispositivo foi a remoção do fixador inferior substituído por uma bucha com a rosca interna para o encaixe direto do parafuso. Após a montagem do parafuso, era prevista a fixação de um apoio regulável que possibilitasse os carregamentos negativos (figura 20).



Figura 19 – Projeto inicial do dispositivo utilizado para os ensaios em fadiga dos parafusos.

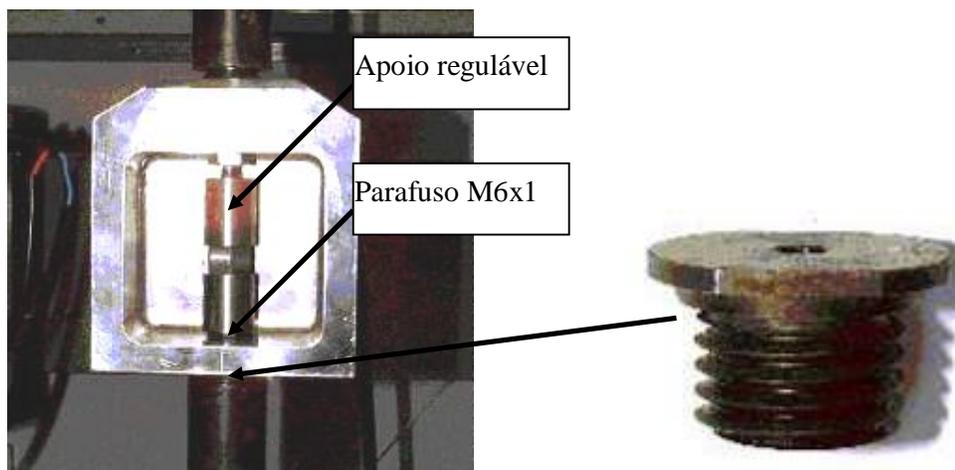


Figura 20 – Sucessivo desenvolvimento do dispositivo a partir do modelo inicial visto na figura anterior.

O projeto da figura 19 tornou-se inviável devido à grande rigidez e massa do dispositivo. O projeto da figura 20 foi aplicado nos ensaios com carga alternada do trabalho de *Milititsky (1998)*. Todavia, o fato de ter sido aplicada uma bucha com rosca interna deve ser considerado, pois sabe-se que isto modifica a distribuição e concentração de tensões nos filetes do parafuso.

Posteriormente notou-se que as solicitações compressivas eram secundárias na prática, e isto permitiu uma grande modificação do dispositivo.

Sendo assim, dispositivo final foi projetado de forma a permitir a aplicação de cargas repetidas e flutuantes, com carga mínima maior ou igual a zero. Trata-se de duas peças que são o modelo dos membros, designadas de placas (figura 23), acopladas e parafusadas em fixadores de aço SAE 4340 que permitem a aplicação da carga externa (figuras 21 e 22).

O dispositivo foi confeccionado em aço SAE 4340 com dureza de 32 HRC e a sua configuração final está apresentada na figura 24.

Para as placas foram escolhidos o mesmo aço SAE 4340 e alumínio, neste caso para modelar uma conexão com menor rigidez. Uma junta de *teflon* também foi utilizada numa série de experimentos. Os membros foram dimensionados de forma a conter em seu volume o cone da rigidez com ângulo de trinta graus. O perpendicularismo entre o eixo de centro e as faces das placas e membros, tanto quanto a centralização das furações foram dimensionadas de forma a evitar cargas excêntricas. O dispositivo, foi projetado de forma a permitir a montagem de um conjunto com um determinado torque aplicado e podendo variar o módulo de elasticidade dos membros.

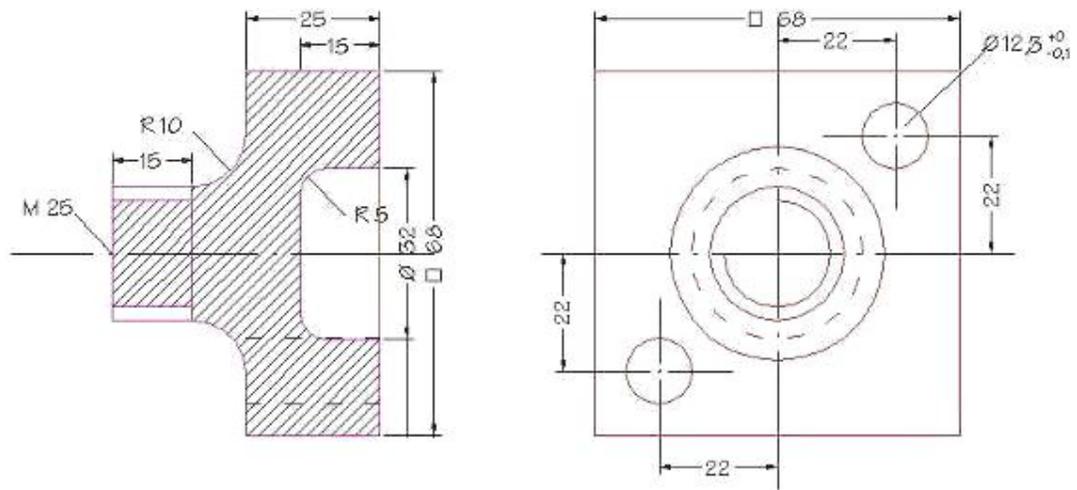


Figura 21 - Fixador para aplicação da carga externa.

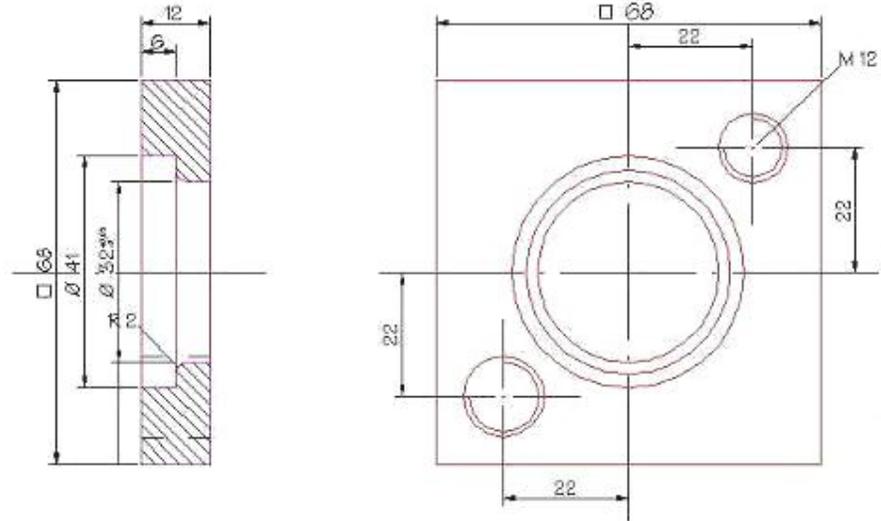


Figura 22 - Fixador para as placas.

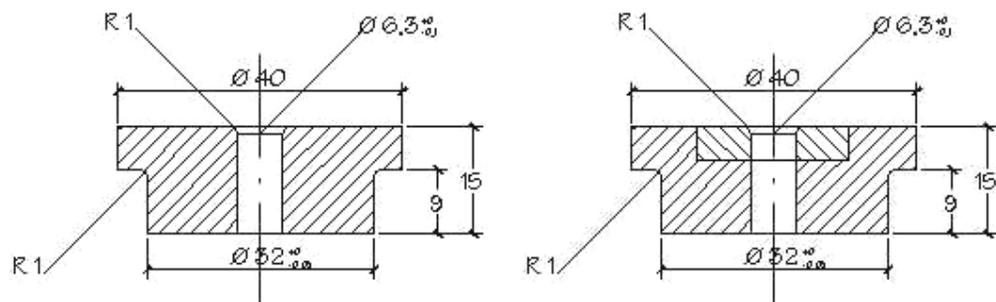


Figura 23 – Placas de aço (esquerda) e placas de alumínio com a inserção de uma bucha de aço.

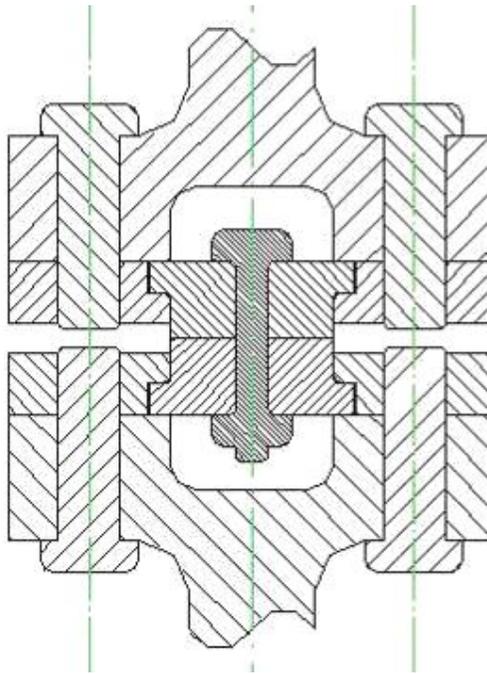


Figura 24 - Desenho de montagem do dispositivo.

### 3.3. METODOLOGIA

Antes dos ensaios, os parafusos receberam um tratamento de limpeza, com sucessivos banhos em ultrassom com solvente comum, seguido de aspersão de removedor DR60 e, finalmente, com um novo banho de acetona em ultrassom.

A metodologia de ensaio consistiu em, inicialmente, um parafuso ser montado sem folga nas placas e seu comprimento medido através de um micrômetro centesimal, sendo então aplicado o lubrificante (M1) por aspersão na região da cabeça e da porca. Logo após, o torque era aplicado com o torquímetro incidindo na cabeça do parafuso e a porca sendo presa por uma chave estrela convencional. Este processo era executado com as placas fixadas num torno de bancada, de forma que a posição vertical do parafuso era sempre assegurada. O torque foi aplicado com dois torquímetros distintos, um com menor capacidade (tipo catraca, RAHSOL N<sup>o</sup>753, DREMOMETER, série 756195, tolerância  $\pm 3\%$ , com fundo de escala de 12 Nm) e outro com maior capacidade (com mola, TORC N<sup>o</sup>934, modelo TRCA 350, com fundo de escala de 34,3Nm), de forma a se alcançar sempre o mais próximo possível o torque de fundo de escala do medidor. O sistema era carregado por duas ou mais vezes para assegurar o valor de torque aplicado.

Os valores de torque foram escolhidos a partir de um limite mínimo de 10Nm considerado baixo convencionalmente para os parafusos utilizados. O valor do torque foi aumentado gradualmente até um valor em torno de 30Nm.

Após a montagem o parafuso era novamente medido através do micrômetro e, então, o dispositivo recebia os fixadores. Os fixadores inferiores eram montados nos fixadores superiores através de quatro parafusos M12 de forma a permitir a montagem no sistema de teste servohidráulico. Tal montagem pode ser vista na figura 25.

As folgas do sistema eram retiradas com a aplicação de pressão de 4,9kN através de pistões pneumáticos internos às garras da servohidráulica, ou seja, tinha-se uma situação onde o dispositivo estava sofrendo apenas a protensão devido ao aperto do parafuso. Tal protensão pode ser quantificada pelo torque ou pelo valor de extensão do parafuso.



*Figura 25 - A imagem mostra o dispositivo montado para o teste de fadiga no sistema para testes de materiais.*

Os procedimentos de limpeza, inspeção visual e lubrificação possibilitam o ajuste sem folga manual e diminuem a incerteza do coeficiente de atrito.

Durante os primeiros ensaios com as placas de alumínio, ocorreram deformações plásticas na região abaixo das arruelas de forma que foi necessária uma modificação do dispositivo, inserindo, nesta região, buchas de aço SAE 4340. Tal

modificação aumentou a rigidez dos membros, mas eliminou o problema da deformação.

O método de ensaio buscou determinar curvas de *Wöhler* para diversas condições de montagem. Sendo assim, determinou-se o comportamento em fadiga para conjuntos com membros de aço para vários torques aplicados e o mesmo foi feito para membros de alumínio. O conhecimento do torque aplicado e do valor de deformação do parafuso possibilitaram estimar a componente de tensão média devida à protensão.

Os dados permitiram, também, determinar as linhas limites de fadiga para os dois tipos de montagem, em aço e em alumínio.

### **3. 4. AMOSTRAGEM**

Os parafusos foram adquiridos de um lote aleatório (comercial) de forma que foi desenvolvida uma metodologia de inspeção para verificar a confiabilidade da amostragem. Foram realizados ensaios de tração em cinco parafusos, além de ensaios de dureza, análise química por espectroscopia de emissão óptica e metalografia. Verificou-se que os parafusos estavam dentro do especificado por norma.

Uma vez feitas as medidas de dureza nos parafusos, a fim de confirmar sua adequação com a categoria indicada (8.8), foram feitos ensaios de tração nos mesmos a fim de determinar a tensão de escoamento. O ensaio seguiu as determinações da norma ISO 898-1 : 1998. As medidas de dureza foram executadas na cabeça dos parafusos com o acabamento superficial obtido através do lixamento com lixas de granulometria 600 e 1000.

Para execução dos ensaios de tração utilizou-se o equipamento servohidráulico de marca MTS, atuando em controle do deslocamento a uma taxa de deformação de um milímetro por minuto com aquisição de força e deslocamento por meio de microcomputador acoplado ao equipamento. Os parafusos foram colocados em posição, sem qualquer torque aplicado, retirou-se qualquer folga do sistema por meio de pistões pneumáticos e aplicou-se a carga até o rompimento dos parafusos. Os ensaios, num total de cinco, foram considerados satisfatórios quando do rompimento

transversal da rosca do parafuso. Não foram computados resultados de ensaios que resultaram na falha da porca ou da região não roscada.

Utilizou-se uma base de medida de 40mm e calculou-se a área da seção resistente do parafuso segundo a Norma ASTM F 606M - 95b (*Standard Test Methods for Determinating the Mechanical Properties of Externally and Internally Threaded Fasteners, Washers, and Rivets*) que determina que a área da seção resistente é dada pela seguinte equação:

$$A_s = 0,7854 (D - 0,9382P)^2 \quad (39)$$

Para um parafuso com diâmetro de 6 e passo 1 a seção resistente é de 20,1mm<sup>2</sup>.

### 3. 5. ENSAIOS DE FADIGA

Os ensaios de fadiga foram todos realizados no mesmo equipamento servohidráulico (MTS) e seguiram um procedimento padronizado desde a montagem do parafuso ao dispositivo.

O carregamento em fadiga foi estabelecido sempre de forma senoidal, com frequência entre 30 e 35 Hz, carga mínima de 10% do valor da carga máxima, ou seja, razão de carga de um décimo (R=0,1). Este intervalo de frequência pode ser considerado baixo relativamente aos encontrados na literatura. Com efeito, valores superiores (140 Hz) foram utilizados no trabalho de *Burguette e Patterson (1995)*. O único inconveniente da frequência utilizada neste trabalho foi o tempo de ensaio, que tornou-se demasiadamente longo.

Foram confeccionadas curvas de *Wöhler* onde os valores de carga máxima aplicada foram correlacionados com o número de ciclos para a falha, até que fossem definidos os diversos limites de fadiga. Este procedimento foi semelhante ao verificado no trabalho de *Burguette e Patterson (1995)*, com a diferença de que uma maior atenção foi dada à região do limite de fadiga, já que a primeira região das curvas logarítmicas aparentemente seguem uma tendência definida.

Esta configuração foi escolhida por ser a mais próxima da solicitação real de uma conexão parafusada, ou seja, a razão de carga tendendo ao valor nulo.

Sendo assim, a tensão média é o valor da tensão devida ao aperto (protensão) somada com a metade da solicitação de fadiga aplicada a cada parafuso. Ambas componentes de tensão serão posteriormente calculadas.

Todas as curvas, com exceção daquela realizada em placas de alumínio com uma junta de *teflon*, foram obtidas de forma similar às aquelas devidas a *Burguette e Patterson (1995)*, baseadas na norma JIS (amostragem reduzida), que determina ensaios em quatorze parafusos para determinar a curva. Os parafusos são ensaiados a partir de um patamar superior reduzindo-se o valor de tensão até que não ocorra mais a falha, ou ruptura. O desvio padrão é considerado como o tamanho de degrau, ou variação da tensão já no limite de fadiga de cada curva. O número de ciclos considerado como limite de fadiga foi de dois milhões. Embora a norma JIS determine o limite de cinco milhões, o valor aqui estabelecido já é adequado para os ensaios e segue o encontrado na literatura.

A linha limite da curva para os sistemas com junta de *teflon* foi desenvolvida com um menor número de ensaios, não respeitando o procedimento JIS, mas mostrou uma tendência de estar com limite acima das de placas de aço e alumínio com o mesmo torque aplicado.

### **3.5.1. ACURÁCIA**

Foi considerado o patamar inferior do limite de fadiga o valor de tensão onde, no mínimo, três parafusos tenham resistido à ruptura após cem mil ciclos, e no mínimo um deles tenha atingido dois milhões de ciclos sem ruptura. Características específicas de cada curva serão incluídas nas respectivas.

Foi utilizada uma amostragem de quatorze parafusos por curva, e a média que resultou o limite a fadiga foi adquirida do procedimento utilizado por *Burguette e Patterson (1995)*, onde foi utilizado o tamanho de degrau, com algumas variações dependendo da curva. O desvio padrão, portanto, é calculado a partir do tamanho de degrau entre a última ocorrência de fratura e o limite inferior de fadiga, com no mínimo dois parafusos sem falha.

## 4. RESULTADOS

### 4.1. CARACTERIZAÇÃO MECÂNICA DOS PARAFUSOS

O valor médio de dureza encontrado para os parafusos testados foi de 25HRC. Com base nos resultados do ensaio de tração pode-se verificar que o primeiro parafuso apresentou deformação total de 7,6% e tensão de escoamento de 820MPa. O ensaio de tração de número dois foi considerado insatisfatório devido à falha ter ocorrido pelo cisalhamento da região roscada sem quebra do componente. A tensão de escoamento do componente 3 foi de 810MPa e a deformação final foi de 6,8%. Para o quarto parafuso testado em tração, encontrou-se uma tensão de escoamento de 820 MPa e uma deformação percentual final de 7,2%. O quinto parafuso testado apresentou tensão de escoamento de 830MPa e deformação percentual final de 6,8%. A figura 26 mostra a curva realizada para o quarto parafuso, representativa dos demais.

Foi feita a análise de todas as superfícies de fratura dos parafusos rompidos sob tração, e verificou-se o aspecto de fratura dúctil, com coalescimento de microcavidades (figura 27).

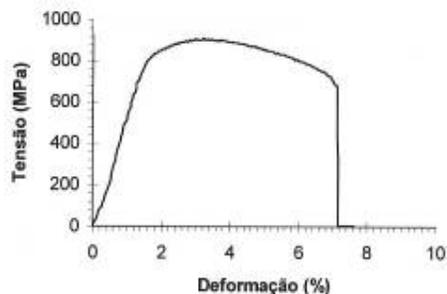


Figura 26 – Curva que correlaciona a tensão com a deformação típica dos ensaios de tração dos parafusos.

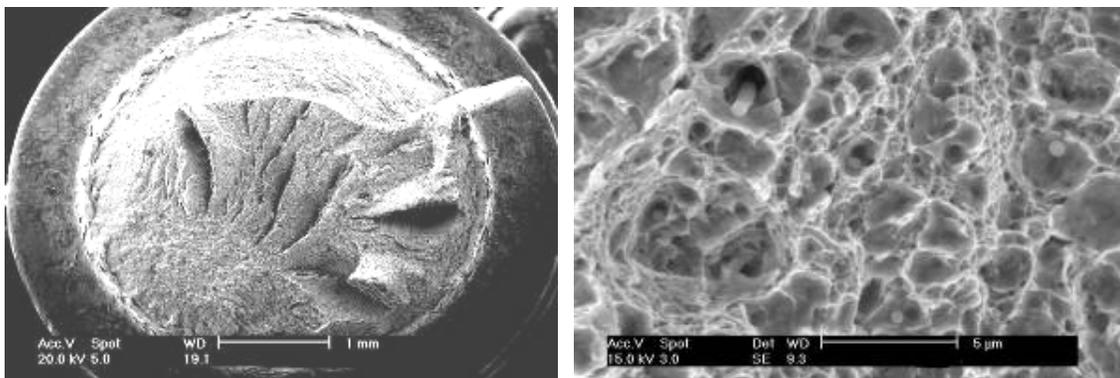


Figura 27 – Aspecto macroscópico da fratura estática de um parafuso seguida de micromecanismo predominantemente formado por coalescimento de microcavidades.

## 4. 2. CARACTERIZAÇÃO METALÚRGICA DOS PARAFUSOS

A microestrutura característica dos parafusos é formada por bainita (figura 28). A microestrutura das porcas é formada por perlita e ferrita, como era de se esperar, pois o material das porcas convencionais geralmente é inferior ao material dos parafusos, em termos de dureza e demais propriedades mecânicas e metalúrgicas (figura 29).

As arruelas são essencialmente ferríticas (figura 30) e a relação entre o grau de deformação dos elementos desfavorece as arruelas justamente por apresentar tal microestrutura (figura 31). Na figura 31 também comprova-se um fenômeno geralmente negligenciado pela teoria linear: a deformação plástica dos filetes em contato.

Na figura 32 observa-se o pequeno tamanho de grão médio dos parafusos (menor que 8 ASTM) que é um dos agentes responsáveis pelas características de fratura dos parafusos em geral.

A tabela I apresenta o resultado médio de quatro análises químicas realizada em quatro parafusos diferentes.

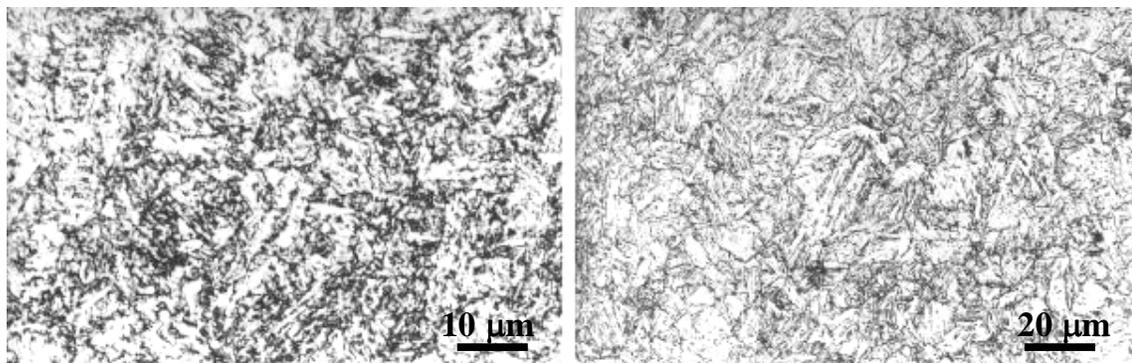


Figura 28 - Metalografias dos parafusos. Microestrutura bainítica. Ataque: nital 2%. Aumentos de 1000x e 500x, respectivamente.

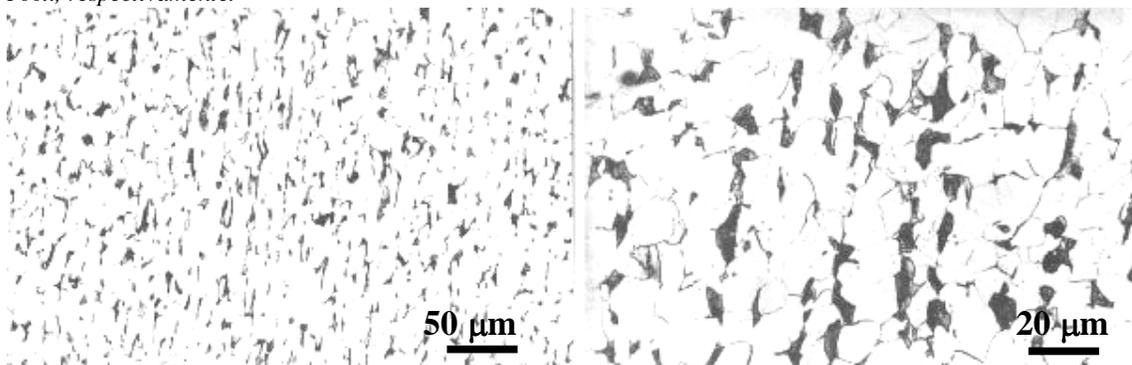


Figura 29 - Micrografias revelando a estrutura perlítica e ferrítica das porcas. Ataque: nital 2%. Aumentos de 200x e 500x, respectivamente.

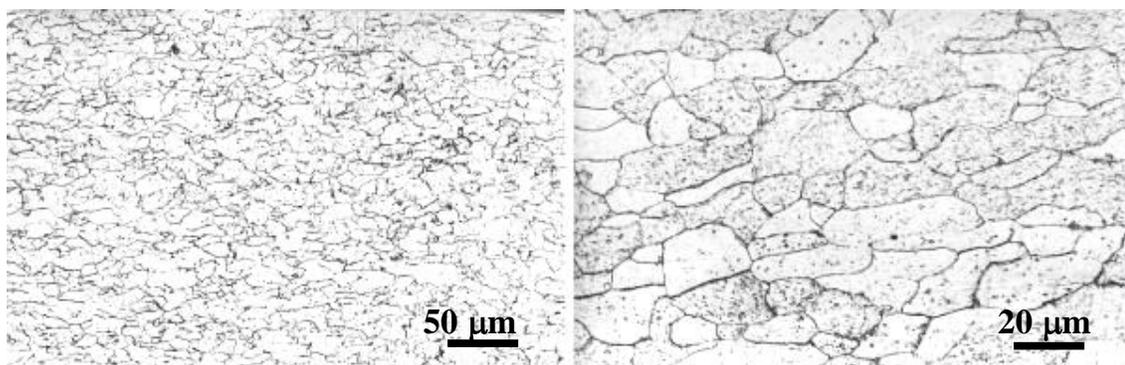


Figura 30 - As arruelas são essencialmente ferríticas. Ataque: nital 2%. Aumentos de 200x e 500x, respectivamente.

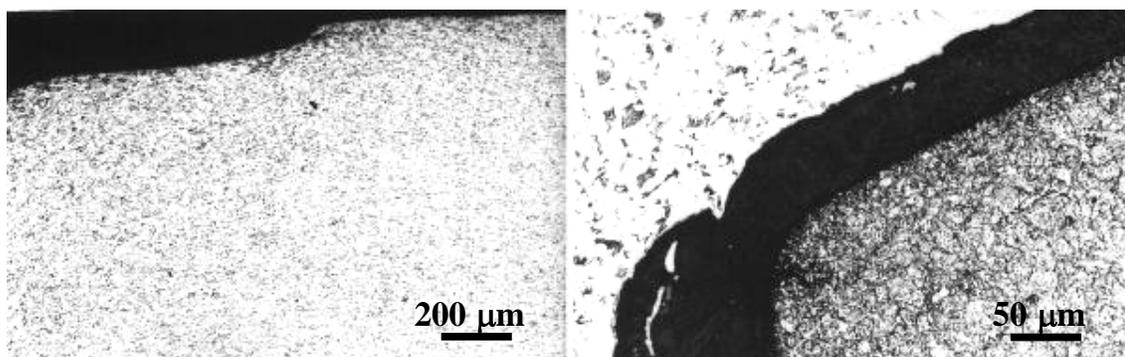


Figura 31 - A esquerda observa-se a deformação plástica de uma das arruelas que foi montada com torque de 10Nm e suportou a carga externa de 12kN por 12388 ciclos com placas de alumínio. A direita, a deformação plástica de um filete da porca após a ruptura por torque de 24,52Nm com placas de aço. Ataque: nital 2%. Aumentos de 50x e 200x, respectivamente.



Figura 32 - Tamanho de grão médio dos parafusos testados com ampliação de 500x. Ataque: reativo a base de ácido pícrico com agente tensoativo.

**Tabela I** – Análise química dos parafusos (% em peso).

C.P.	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al	Cu	Ti	Pb	Sn
1	0,30	0,26	0,87	0,02	*	0,43	0,06	0,09	0,03	0,17	0,05	*	0,02
2	0,36	0,26	0,98	0,02	*	0,33	0,01	0,02	0,02	0,01	0,02	*	*
3	0,22	0,23	1,28	0,01	*	0,21	0,01	0,02	0,04	0,02	0,03	*	*
4	0,25	0,27	1,29	0,01	0,02	0,18	0,01	0,02	0,05	0,01	0,02	*	*

\* elementos encontrados abaixo de 0,005%.

### 4. 3. RUPTURA ESTÁTICA POR TORÇÃO

Durante os ensaios, três parafusos romperam com torque de 29,4Nm, 35Nm e um deles inclusive com 24,5Nm. Por outro lado, um parafuso montado com 30Nm que não rompeu resistiu a uma carga de 15kN durante sessenta e quatro mil ciclos e mesmo assim não rompeu. Resultado interessante, entretanto, é o limite de torque aplicável nas conexões. Aquelas em aço resistiram a torques na magnitude de 26,5Nm, enquanto as de alumínio atingiram apenas valores de 23,4Nm. Os valores dos ensaios de ruptura a torção estão expressos na tabela II.

**Tabela II** – Limite médio de torque de ruptura para as duas placas

Junta	Torques de Ruptura (Nm)									média	d.p.
	Aço	29,42	29,42	24,52	23,54	28,44	21,57	22,56	28,44		
Aço	29,42	29,42	24,52	23,54	28,44	21,57	22,56	28,44	30,4	<b>26,54</b>	<b>3,46</b>
Alum	19,61	21,57	22,56	23,54	27,46	23,54	23,54	23,54	25,55	<b>23,43</b>	<b>2,22</b>

### 4. 4. DEFORMAÇÃO DEVIDO AO APERTO

Para expressar o valor da tensão média atuante em cada montagem, dois caminhos podem ser seguidos: estimar o valor através da equação do torque (equações 14, 16 e 17), ou através da deformação do parafuso quando da aplicação do torque, medida através da variação de comprimento dos parafusos e cujos valores médios estão nas tabelas III e IV. Cada valor é somado à tensão alternada em questão e, assim, pode ser estipulada a parcela de carga despendida ao parafuso.

**Tabela III** – Deformação e Extensão para os Ensaios com Placas de Aço

Torque (Nm)	<b>26,5</b>	<b>19,6</b>	<b>14,7</b>	<b>10</b>
$\delta \times 10^{-3}$	3,96	1,36	1,21	0,88
Desvio Padrão	1,63	0,15	0,11	0,19
$\Delta L$ (mm)	0,17	0,06	0,05	0,04
Desvio Padrão	0,07	0,01	0,01	0,01

**Tabela IV – Deformação e Extensão para os Ensaios com Placas de Alumínio**

<b>Torque (Nm)</b>	<b>22,6</b>	<b>19,6</b>	<b>14,7</b>	<b>10</b>
$\delta \times 10^{-3}$	3,49	2,49	1,16	0,85
<b>Desvio Padrão</b>	0,73	0,64	0,19	0,23
$\Delta L$ (mm)	0,16	0,11	0,05	0,04
<b>Desvio Padrão</b>	0,03	0,03	0,01	0,01

Foi escolhida a deformação porque pela fórmula do torque havia muita diferença. Certamente a fricção entre as placas exerceu influência, pois os limites de torque foram diferentes. Além disso, o método de cálculo aqui utilizado com o critério de ruptura da máxima energia de distorção média coincide com o cálculo da protensão através da fórmula de *Rod Corbett*, equação 23 da Revisão Bibliográfica. A figura 33 apresenta os valores de deformação medidos para todas as condições de montagem.

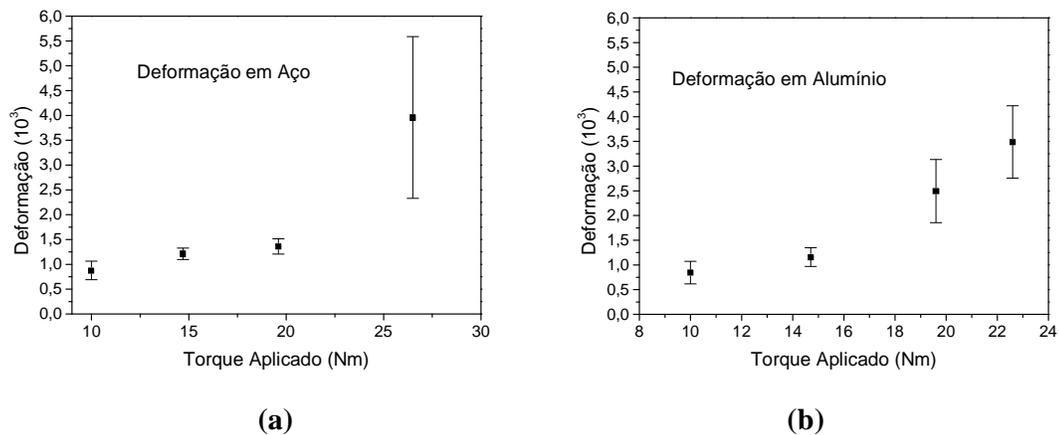


Figura 33 – Deformação medida com micrômetro centesimal. Em (a), uniões de aço. Em (b), uniões de alumínio.

#### 4. 5. ENSAIOS DE FADIGA

As montagens em aço apresentaram um acréscimo significativo do limite em fadiga a partir do torque inicial de 10 Nm. No entanto este acréscimo diminuiu a medida em que aumentou o torque aplicado. Basta notar que, para 10Nm, o limite a fadiga foi de 340MPa (6,8kN); para 14,7Nm, o limite foi de 416MPa (8,4kN); para 19,7Nm, o limite foi de 511MPa (10,3Nm) e, finalmente, para 26,5Nm o limite foi de 543MPa (10,9kN). O torque de 26,5Nm foi considerado máximo aplicável, visto que a

ocorrência de ruptura durante a montagem para valores superiores foi verificada, conforme visto anteriormente.

As conexões de alumínio, para torque de 10Nm, resistiram a 353MPa (7,1kN); para 14,7Nm, resistiram a 390MPa (7,8kN); para 19,6Nm, resistiram a 506MPa (10,2kN), e para 22,6Nm, 545MPa (11kN). Para os ensaios com placas de alumínio ocorreram por três vezes processos de fadiga no raio de concordância das placas. Tais anomalias foram sempre seguidas de um acréscimo da vida em fadiga do parafuso ensaiado neste momento. Esta característica deve-se à propagação da trinca na placa em detrimento ao parafuso. Convém ressaltar que estes pontos foram descartados.

Os resultados dos ensaios estão expressos nos gráficos que seguem (figuras 34 a 37).

A tensão máxima expressa nos gráficos refere-se à tensão suportada pelo sistema montado (torque aplicado) e seção resistente de 20,1mm<sup>2</sup> (seção do parafuso). Desconsidera a protensão. É preferível considerá-la como tensão máxima devida à carga externa.

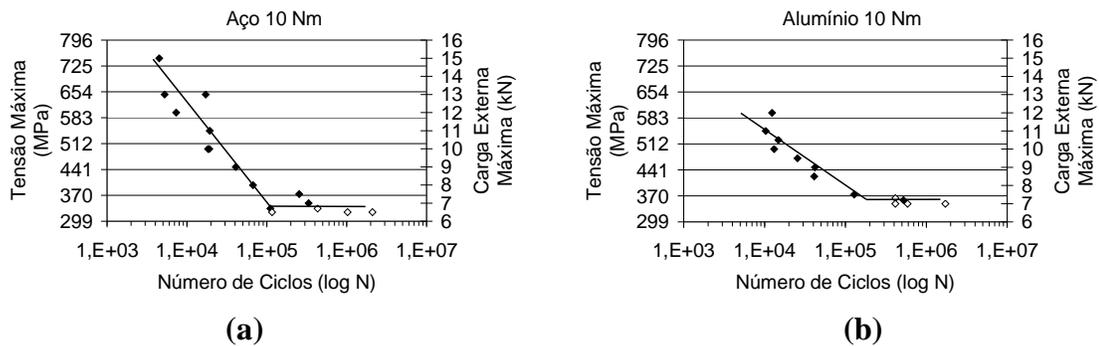


Figura 34 – Curvas logarítmicas de Wöhler para o torque de 10Nm. Em (a) os ensaios com placas de aço onde o tamanho de degrau foi considerado entre 6,5kN e 7,5kN. Em (b) ensaios com placas de alumínio. Foram ensaiados apenas 13 parafusos e o limite foi considerado contando cinco parafusos no patamar entre 7kN e 7,3kN.

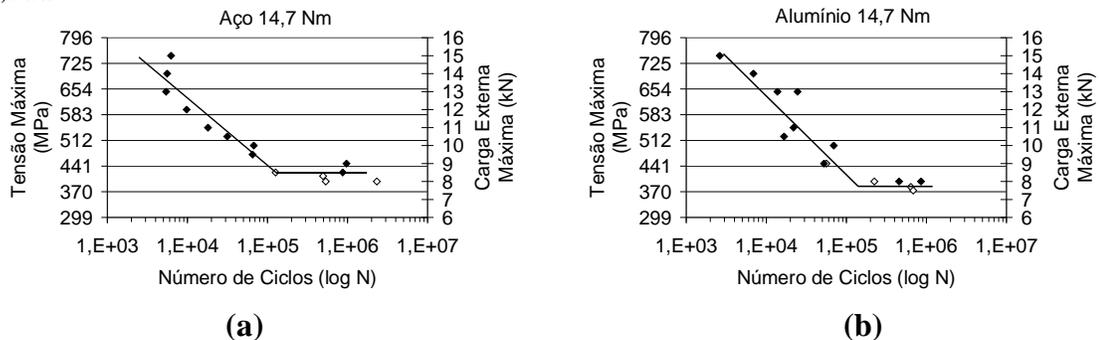


Figura 35 – Curvas logarítmicas de Wöhler para o torque de 14,7Nm. Em (a) os ensaios com placas de aço onde o tamanho de degrau foi considerado com cinco parafusos entre 8kN e 9kN. Em (b) ensaios com placas de alumínio considerando o limite com cinco parafusos do patamar.

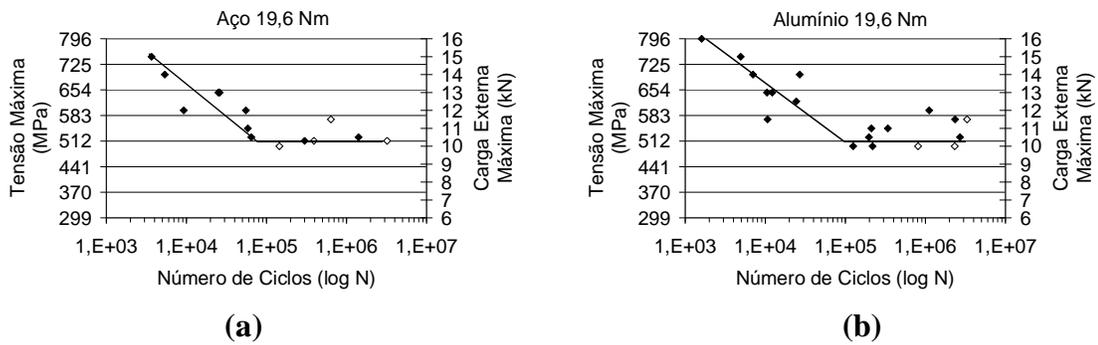


Figura 36 – Curvas logarítmicas de Wöhler para o torque de 19,6Nm. Em (a) os ensaios de apenas treze (13) parafusos com placas de aço onde o tamanho de degrau foi considerado contando cinco parafusos entre 10kN e 10,5kN. Em (b) ensaios com placas de alumínio com o limite considerado no patamar entre 10kN e 10,5kN. Nota-se a grande dispersão neste caso.

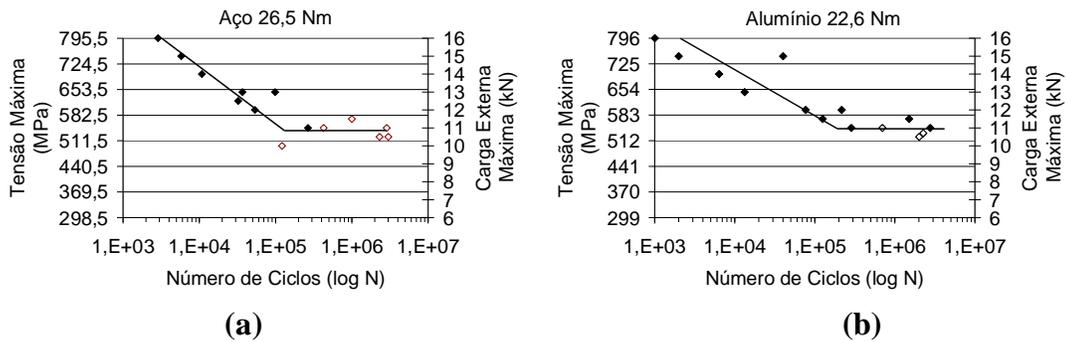


Figura 37 – Em (a), curva logarítmica de Wöhler para as placas de aço com torque de 26,5Nm, onde o tamanho de degrau foi considerado entre 10kN e 11kN. Em (b) ensaios com placas de alumínio e torque de 22,6Nm. O limite foi considerado contando seis parafusos no patamar.

As diferenças entre os limites de fadiga das conexões em aço e em alumínio são um tanto sutis. Basta observar, por exemplo, os limites de 340MPa (6,8kN) e 353MPa (7,1kN) para torques de 10Nm em aço e alumínio, respectivamente. Os valores numéricos dos ensaios de fadiga estão expressos nas tabelas V e VI e podem ser comparados através da figura 38.

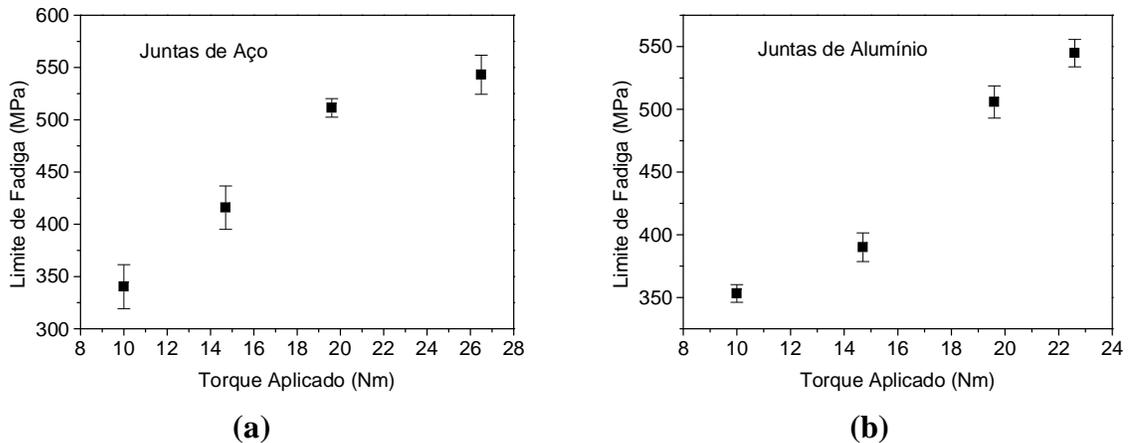


Figura 38 – Limites de fadiga para os ensaios realizados. Em (a), uniões de aço. Em (b), uniões de alumínio.

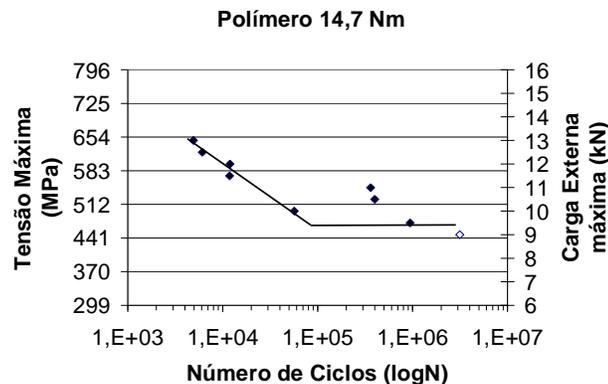
**Tabela V – Limites de Fadiga para os Ensaios com Placas de Aço**

<b>Torque (Nm)</b>	<b>26,5</b>	<b>19,6</b>	<b>14,7</b>	<b>10</b>
<b>Limite (kN)</b>	10,9	10,3	8,4	6,8
<b>Desvio Padrão</b>	0,38	0,18	0,42	0,42

**Tabela VI – Limites de Fadiga para os Ensaios com Placas de Alumínio**

<b>Torque (Nm)</b>	<b>22,6</b>	<b>19,6</b>	<b>14,7</b>	<b>10</b>
<b>Limite (kN)</b>	10,95	10,17	7,84	7,1
<b>Desvio Padrão</b>	0,34	0,26	0,23	0,14

Quanto à curva com a bucha de *teflon*, a linha limite foi adquirida com menos ensaios, não respeitou a norma JIS, mas mostrou limite superior às demais com mesmo torque aplicado (14,7Nm). A espessura da bucha (1,5mm) aparentemente torna a dimensão do sistema significativa, de forma que torna-se difícil uma comparação (figura 39).



*Figura 39 - Curvas logarítmicas de Wöhler para o conjunto com torque de 14,7kN e arruela de nylon (1,5mm espessura).*

#### **4. 6. SUPERFÍCIES DAS FRATURAS POR FADIGA**

A relação de áreas entre a parte com fratura por fadiga e a ruptura final dos parafusos mostra o nível de tensões decrescente seguindo a inclinação das curvas de *Wöhler*, para todas as montagens. Entretanto, o aspecto das fraturas individuais não

indica a magnitude da tensão média aplicada – ou o torque aplicado, como pode ser observado nas seqüências que seguem (figuras 40 a 43). Basta notar que o aspecto da fratura de um parafuso montado com placas de aço e 14,7Nm de torque que rompeu com baixo número de ciclos (6252 ciclos) é semelhante a outro com excessivo torque de 26,5Nm e baixo número de ciclos (2880 ciclos).

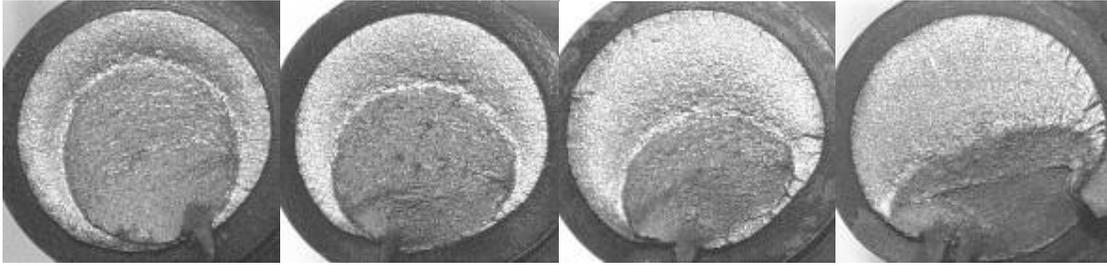


Figura 40 – Uniões de aço com 14,7Nm de torque. Da esquerda para a direita, a carga externa aplicada foi 15kN com 6252 ciclos, 13kN com 5422 ciclos, 10,5kN com 31476 ciclos e 8,5kN com 871542 ciclos.

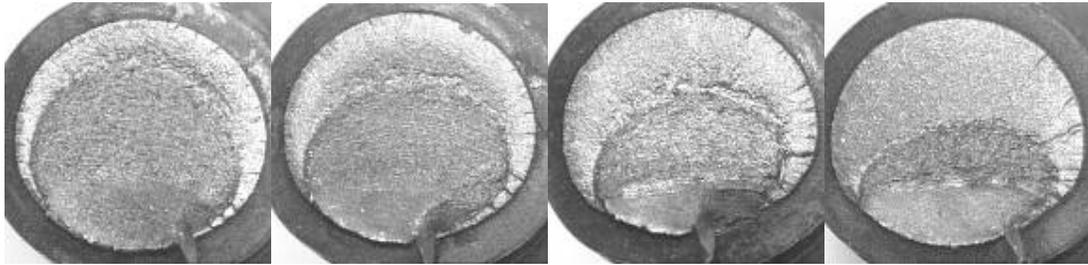


Figura 41 – Uniões de aço com 26,5Nm de torque. Da esquerda para a direita, a carga externa aplicada foi 16kN com 2880 ciclos, 14kN com 10783 ciclos, 13kN com 36767 ciclos e 11kN com 427013 ciclos.

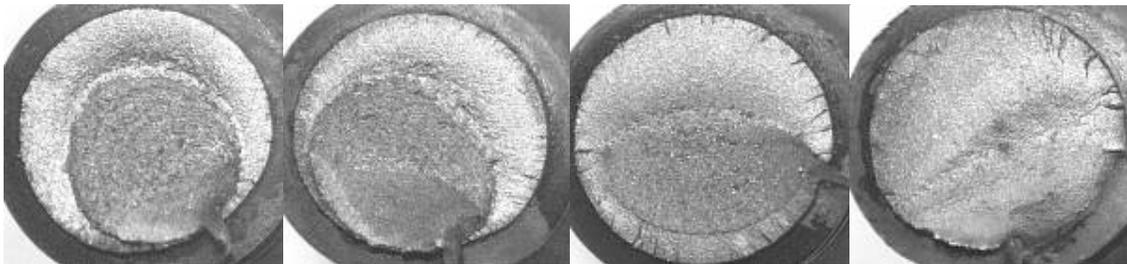


Figura 42 – Uniões de alumínio com 14,7Nm de torque. Da esquerda para a direita, a carga externa aplicada foi 14kN com 6886 ciclos, 13kN com 24585 ciclos, 10,5kN com 16632 ciclos e 8kN com 857655 ciclos.

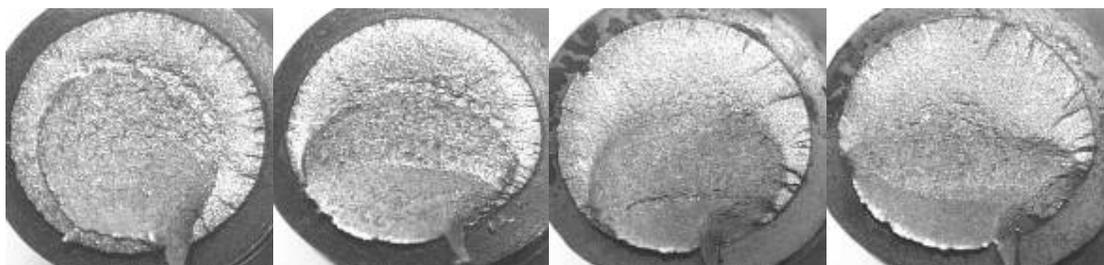


Figura 43 – Uniões de alumínio com 22,6Nm de torque. Da esquerda para a direita, a carga externa aplicada foi 15kN com 40106 ciclos, 13kN com 13286 ciclos, 12kN com 76984 ciclos e 11kN com 285284 ciclos.

As regiões de ruptura final apresentaram coalescimento de microcavidades como micromecanismo característico (figura 44). Estrias de fadiga foram observadas na região de propagação de todos os parafusos analisados que romperam a altos níveis de tensão, ou seja, ao longo de toda a reta inclinada das curvas de *Wöhler* (figura 45). No entanto, na região limite de fadiga os parafusos analisados não apresentaram estrias sensíveis à observação por microscopia eletrônica de varredura.

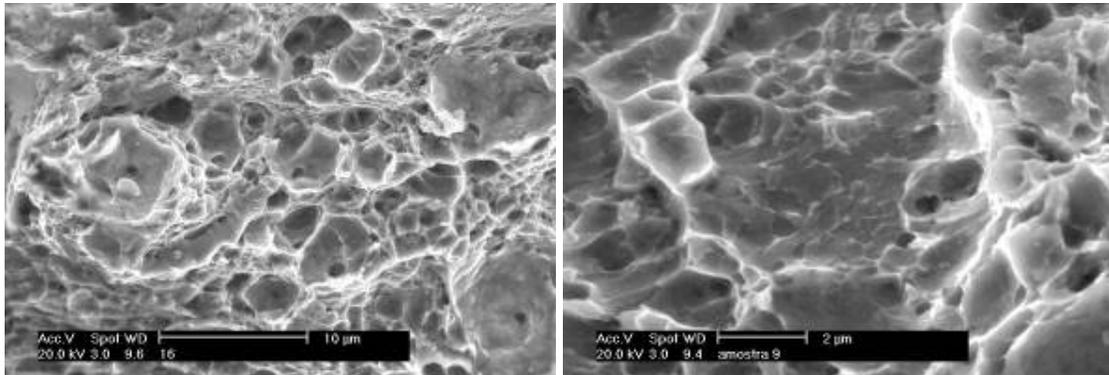


Figura 44 - A região de fratura final dos parafusos rompidos por fadiga apresentou coalescimento de microcavidades.

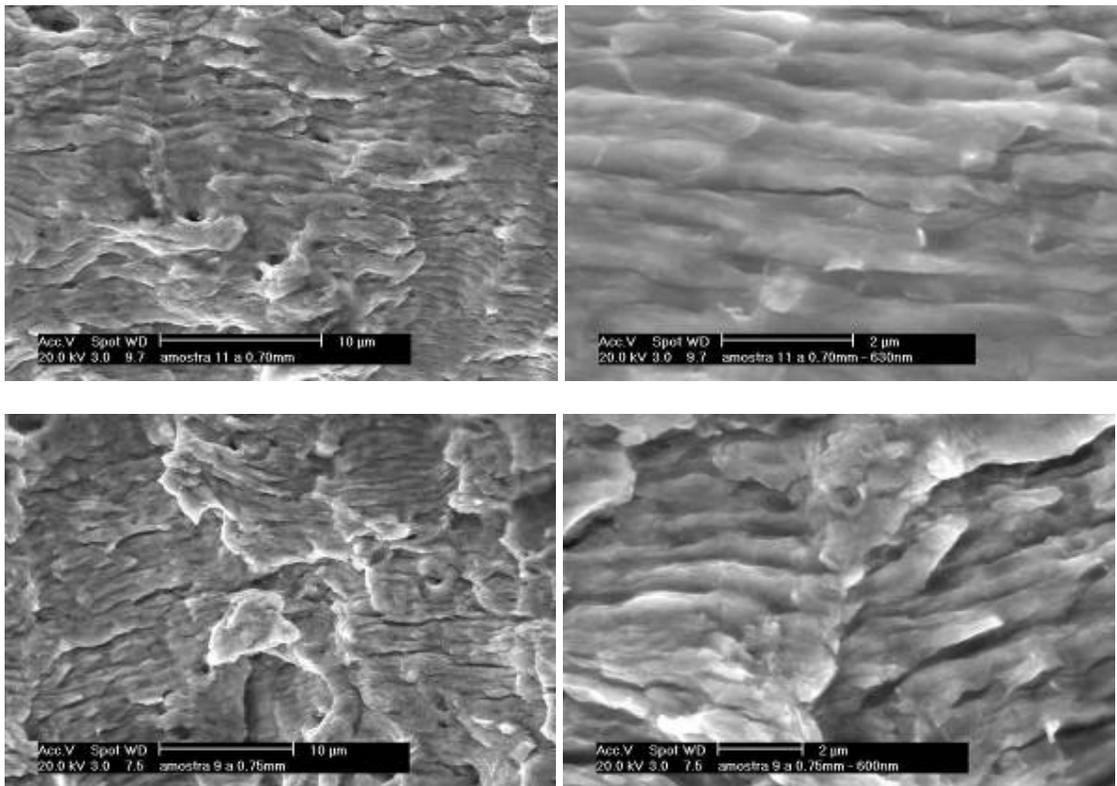


Figura 45 - Aspecto da superfície rompida por fadiga de alguns dos parafusos que romperam sob fadiga de baixo ciclo (com 100000 ciclos ou menos) antes do ponto de deflexão do limite de fadiga. Somente nestes verificou-se as estrias de fadiga.

#### 4. 7. CÁLCULOS DAS TENSÕES NOS PARAFUSOS

As tabelas VII e VIII apresentam os resultados dos cálculos seguindo a metodologia linear, para todos os conjuntos, conforme a seqüência de cálculos apresentada no anexo I deste trabalho.

A partir destes valores calculados será possível construir os diagramas de uniões parafusadas para todas as condições de ensaio, que serão mostradas a seguir.

**Tabela VII** – Valores calculados a partir da teoria linear para as placas de aço.

<b>Torque (Nm)</b>	<b>P<sub>máx.</sub> (N)</b>	<b>V (N)</b>	<b>P<sub>0máx</sub> (N)</b>	<b>σ<sub>máx.</sub> (MPa)</b>	<b>P<sub>0mín</sub> (N)</b>	<b>P<sub>méd.</sub> (N)</b>	<b>σ<sub>méd.</sub> (MPa)</b>	<b>σ<sub>A</sub> (MPa)</b>
26,5	10900	20501	21746	1082	20625	21186	1054	28
19,6	10300	7604	8781	437	7722	8252	411	26
14,7	8400	6546	7506	373	6642	7074	352	21
10	6800	4439	5216	260	4517	4866	242	17

**Tabela VIII** - Valores calculados a partir da teoria linear para as placas de alumínio.

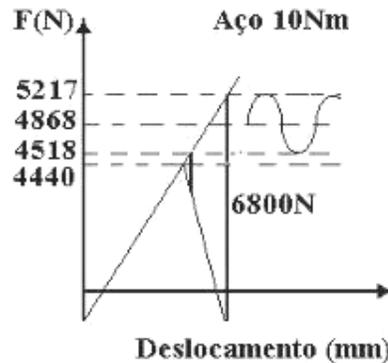
<b>Torque (Nm)</b>	<b>P<sub>máx.</sub> (N)</b>	<b>V (N)</b>	<b>P<sub>0máx</sub> (N)</b>	<b>σ<sub>máx.</sub> (MPa)</b>	<b>P<sub>0mín</sub> (N)</b>	<b>P<sub>0méd.</sub> (N)</b>	<b>σ<sub>méd.</sub> (MPa)</b>	<b>σ<sub>A</sub> (MPa)</b>
22,6	10950	18059	20326	1011	18184	19255	958	53
19,6	10170	11734	13840	689	11850	12845	639	35
14,7	7840	6839	8462	421	6929	7695	383	38
10	7100	4575	6045	301	4656	5350	266	49

Em alguns casos, a carga máxima (P<sub>0máx.</sub>) foi menor que a carga externa (P<sub>máx.</sub>), como pode ser observado na figura 46. Isto implica em afirmar que ocorreu compressão das placas. Mas como a carga externa aplicada nunca foi negativa – razão de carregamento positiva (R = 0,1) – significa que a carga externa máxima deve permanecer sempre no quadrante positivo do diagrama de uniões. Desta forma foi feita

uma interpolação nestes casos, considerando a carga máxima ( $P_{om\acute{a}x.}$ ) igual à carga externa ( $P_{m\acute{a}x.}$ ), com uma correção no valor das protensões conforme a tabela IX.

**Tabela IX** – Valores de protensão corrigidos por um fator de correção.

Placas/Torque (Nm)	Protensão V (N)	Fator de Correção	Protensão Final Vf(N)
Aço /10Nm	4440	1,36	6023
Aço /14,7Nm	6545	1,14	7440
Aço /19,6Nm	7604	1,20	9123
Alumínio /10Nm	4575	1,23	5630



*Figura 46 – Gráfico da união parafusada com placas de aço e torque de 10Nm, considerando a carga externa máxima ( $P_{m\acute{a}x.}$ ) de 6,8kN encontrada na curva de Wöhler correspondente. Os cálculos analíticos advindos da deformação média dos parafusos apresentam uma desconformidade, pois a carga externa aplicada ( $P_{m\acute{a}x.}$ ) é maior que a carga máxima ( $P_{om\acute{a}x.}$ ) de 5,2kN na conexão.*

Os diagramas de uniões parafusadas para baixos valores de torque indicaram um limite de carga máxima ( $P_{om\acute{a}x.}$ ) semelhante comparando-se as placas de aço e alumínio (figuras 47 e 48). No entanto, as uniões com placas de alumínio apresentaram maior amplitude de solicitação. Outra característica observada na figura 48 é que o diagrama da união com placas de alumínio para um torque de 14,7Nm já admite protensão crítica superior, a carga externa ( $P_{m\acute{a}x.}$ ) é menor que a carga máxima ( $P_{om\acute{a}x.}$ ). Esta característica é ainda mais nítida para o valor de torque de 19,6Nm, quando inclusive a carga máxima suportada por uniões com placas de alumínio é superior às de aço (figura 49).

Torques excessivos como aqueles nos patamares superiores dos ensaios anteriores já são impossíveis de serem avaliados segundo a teoria linear, pois os valores calculados ultrapassam o limite de escoamento dos parafusos. Aqui trabalha-se com deformações permanentes (figura 50).

Com os valores de amplitude de tensão ( $\sigma_a$ ) e tensão média ( $\sigma_{med}$ ) é possível visualizar o diagrama de fadiga para os casos estabelecidos (figura 51).

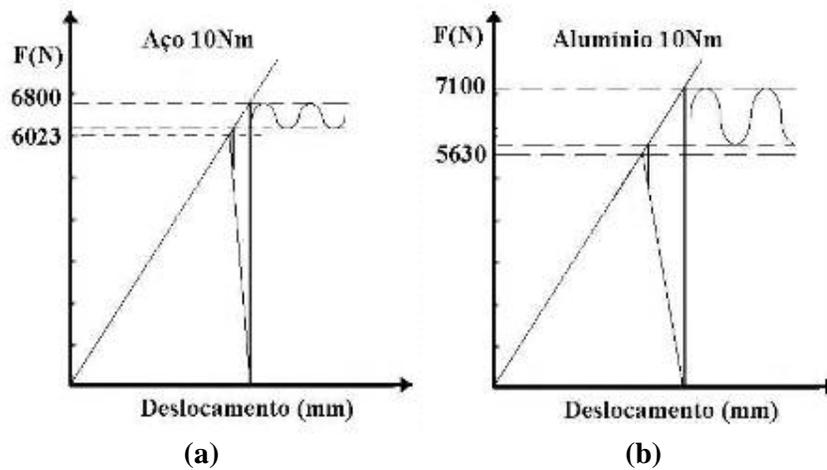


Figura 47 – Gráficos corrigidos por interpolação com torque de 10Nm para as placas de aço (a) e para as placas de alumínio (b).

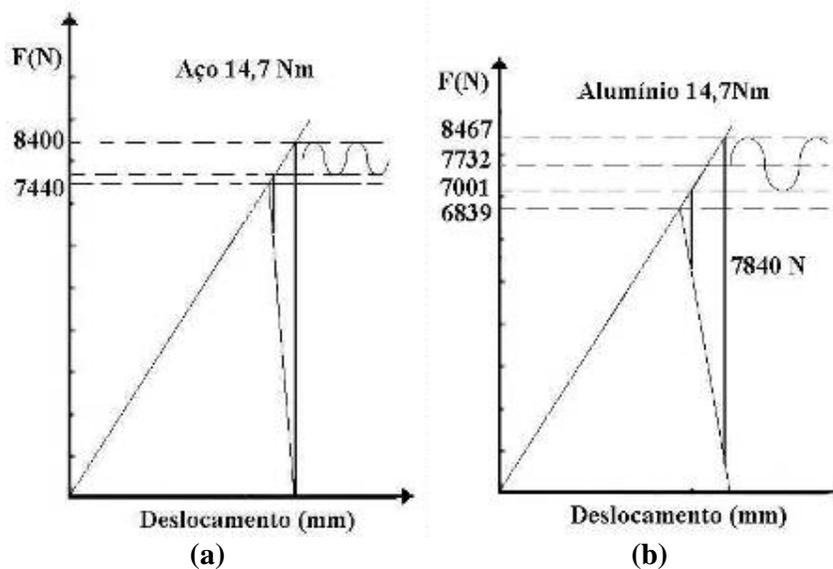


Figura 48 – Gráficos com torque de 14,7Nm para as placas de aço (a) e para as placas de alumínio (b).

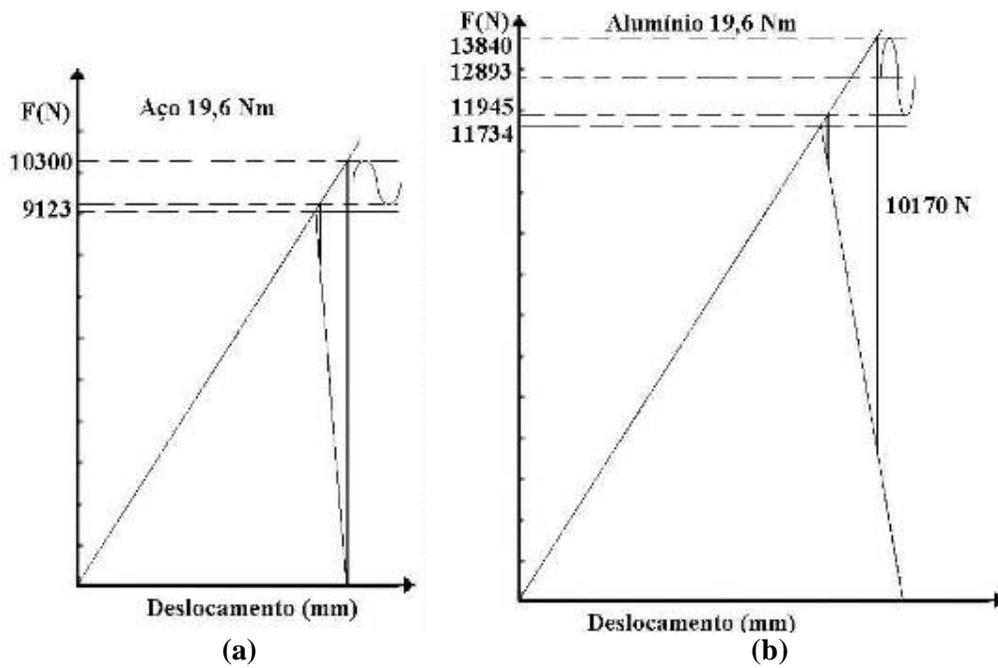


Figura 49 – Gráficos com torque de 19,6Nm para as placas de aço (a) e para as placas de alumínio (b).

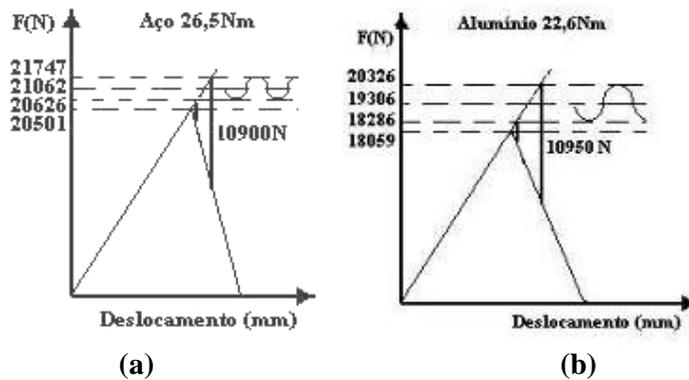


Figura 50 – Gráficos com torque de 26,5Nm para as placas de aço (a) e 22,6Nm para as placas de alumínio (b).

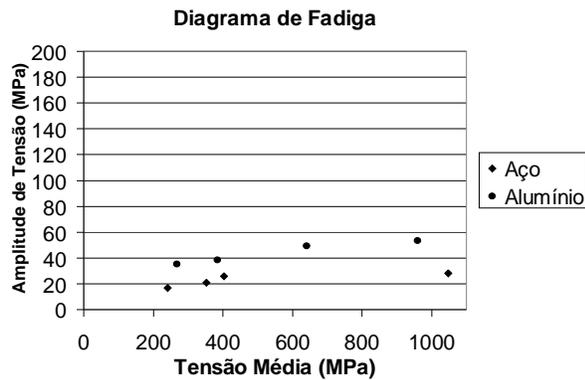


Figura 51 - Gráfico que correlaciona a amplitude de tensão com a tensão média para todos os limites de fadiga adquiridos.

## 5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O valor da protensão foi adquirido através de um método indireto, utilizando um critério de ruptura baseado na deformação. Os cálculos para baixos torques apresentaram boa relação com a teoria linear, ao contrário do que foi verificado para torques excessivos, visto que as tensões ultrapassaram o limite de escoamento do parafuso.

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 14,7Nm. Para pequenos valores (10Nm), as montagens em alumínio apresentaram maior limite de fadiga. No entanto, para aqueles valores de torque elevados (19,6Nm ou mais), tais limites tendem a atingir um patamar máximo único. A figura 52 apresenta as curvas de *Wöhler* dos ensaios em questão.

Quanto maior o torque aplicado, maior o limite de fadiga dos parafusos. Isto se deve à elevada tensão média aplicada ao parafuso que o leva ao escoamento sob torção. Neste caso, os diagramas de juntas parafusadas já não devem mais seguir a Lei de *Hook*, tendo deformações permanentes envolvidas. Mas observa-se que, caso a inclinação da reta da rigidez diminua para o parafuso, o que realmente ocorre se considerarmos o escoamento, a parcela de carga atuante no parafuso será menor, ou seja, menor será a amplitude de tensão.

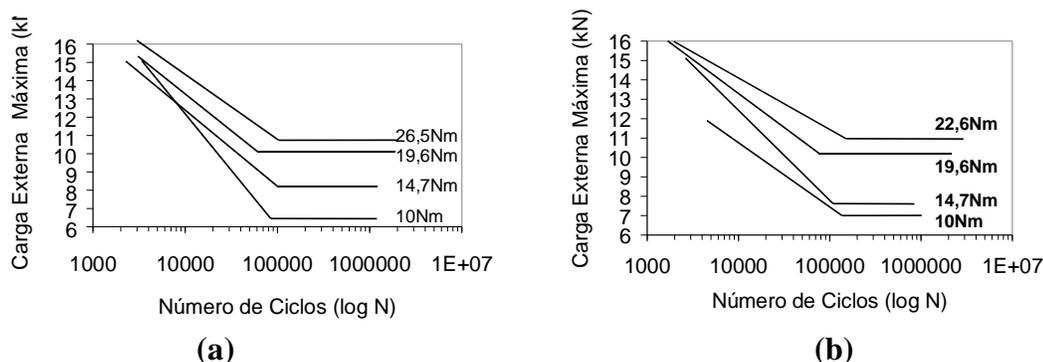


Figura 52 – Gráficos que correlacionam as diversas linhas de *Wöhler* para as montagens com placas de aço (a) e para as montagens com placas de alumínio (b).

A amplitude de tensão foi maior para as juntas de alumínio, correlacionadas com o aumento da tensão média. Tal característica concorda com a teoria linear.

Ambas tendem a seguir a linha de *Cook*, porém apresentam um acréscimo da amplitude com a tensão média.

As deformações, apesar de todo o cuidado com o método de aperto, apresentaram um desvio padrão considerável, proporcional ao aumento do torque e particularmente nos valores superiores de torque. Isto porque aí aplica-se o efeito do aperto no escoamento. O torque, portanto, torna-se um parâmetro de controle ineficiente se tomado isoladamente.

Nos patamares superiores de torque, já deve ser considerado o efeito do aperto no escoamento. Basta notar a crescente deformação média dos parafusos. Portanto, o aperto no escoamento parece ser o ideal para conexões parafusadas semelhantes às utilizadas neste trabalho.

O valor da protensão foi adquirido através de um método indireto, utilizando um critério de ruptura medido a partir da deformação.

A microestrutura bainítica e o tamanho de grão pequeno do material levam a um micromecanismo de fratura dúctil, por coalescimento de microcavidades, apesar da reduzida deformação plástica macroscópica nos processos de fadiga.

As estrias de fadiga foram observadas apenas nos parafusos que romperam na primeira região de Wöhler. Aparentemente, nesta região ocorre a separação da junta, o que torna nula a rigidez dos membros e, portanto, aumenta a razão de carregamento do parafuso.

O elevado desvio padrão do limite a fadiga para as juntas de alumínio (patamares que inclusive foram descartados) mostram o efeito da fricção numa conexão. Foram confeccionadas três juntas diferentes, devido a ruptura por fadiga dos membros de alumínio. Apesar de terem sido confeccionados dentro das tolerâncias dimensionais do projeto, ou seja, com modificações geométricas desprezíveis, foi verificada alguma variação que só pode ser atribuída ao efeito da fricção. O dispositivo, portanto, mostrou-se ineficiente para placas de alumínio. Os pontos desconsiderados estavam todos acima da zona de dispersão, de forma que supõe-se que foram adquiridos já com trincas propagando no alumínio. Assim, o ensaio estava comprometido e o parafuso suportava menos carga do que o esperado.

O ponto de deflexão dos gráficos logarítmicos de *Wöhler* ficou por volta de cem mil ciclos para todas as curvas, independente do torque aplicado. A separação das placas quando da protensão inferior à crítica, ou seja, elevadas cargas externas, faz com que apenas o parafuso suporte o carregamento. A parcela da carga externa atuante no parafuso aumenta e pode, inclusive, ser totalmente despendida ao parafuso. Sendo assim, é como se o parafuso fosse um elemento único. Esta é uma explicação para o ponto fixo, visto que a separação das placas é considerada.

Praticamente todos os parafusos (mais de 90%) romperam no primeiro filete carregado. Apenas alguns dos que romperam por torque romperam acima desta região, na saída dos filetes ou no meio destes. Daqueles que romperam por fadiga, apenas um rompeu no meio dos filetes (menos de 1%). Aparentemente ocorreu uma distribuição de tensões diferenciada, devido ao excesso de aperto. Nenhum rompeu no raio da cabeça.

A espessura da junta de *teflon* (1,5mm) dificulta a comparação. No entanto, é possível afirmar que a dimensão tem influência significativa numa conexão.

A protensão crítica, conforme o resultado analítico, aborda o zero nos limites de fadiga das curvas com menor torque.

## 6. CONCLUSÕES

Os parafusos, com microestrutura bainítica e pequeno tamanho de grão, apresentaram características dúcteis de fratura, com a presença de microcavidades coalescidas. Apresentaram, também, similaridade nas propriedades mecânicas e quanto à fadiga, apesar da considerável variação na composição química (tabela I).

As metalografias indicaram que ocorreram processos de deformação plástica nos filetes e nas arruelas. Isto leva a um desvio da análise analítica linear.

No início do trabalho foi proposto definir um intervalo de torque aplicável. Entretanto, para as condições de ensaio deste trabalho, quanto maior o torque aplicado maior é a vida em fadiga dos parafusos, atingindo um limite de fadiga em torno de 67% do limite de escoamento médio.

Para dimensionar um parafuso é necessário apenas conhecer o valor dos coeficientes de rigidez das partes envolvidas no sistema e o ciclo de carga externa.

Ficou claro que o limite de resistência é atingido com protensões residuais nulas (instantes antes da separação das placas), de forma que, considerando o regime elástico do sistema, é possível dimensionar o parafuso com segurança e reduzindo custos.

No caso de parafusos onde a remontagem seja imprevista, o aperto no escoamento é o mais recomendado. Com efeito, os maiores limites à fadiga foram aqueles que sofreram elevados valores de torque.

O controle da montagem através da deformação, medida com micrômetro centesimal, apresentou-se efetivo para baixos valores de torque. Porém foi observado grande desvio padrão quando submetidos a torques elevados. Este fato é explicado porque no escoamento, o torque pouco varia com a deformação.

## **7. SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS**

Por ser um dos primeiros trabalhos desenvolvidos no departamento de Metalurgia e no Programa de Pós – graduação a respeito de parafusos, muitas sugestões podem ser feitas.

Para diminuir o efeito da deformação plástica sugere-se realizar ensaios com arruelas menos deformáveis, apesar de estas serem menos utilizadas na indústria.

Devido ao grande desempenho com elevados valores de torque, propõe-se desenvolver estudos aplicando o aperto no escoamento, com medição do ângulo. A reutilização dos parafusos, ou seja, montagem e remontagem também é um assunto interessante.

Variação nas dimensões das placas e aplicação de mais materiais para as placas (variação da rigidez) seriam necessários para verificar a influência dimensional, da rigidez e do atrito em uniões parafusadas.

Outra sugestão é a busca de um critério confiável de estimar a protensão a partir de um coeficiente aplicado ao critério utilizado.

Além disso, poderiam ser aplicados os conceitos da mecânica da fratura para calcular a parcela de carga atribuída ao parafuso, através da medição do espaçamento entre as estrias.

Ferramentas de análise digital ou elementos finitos poderiam ser aplicadas para modelar os sistemas deste trabalho, além da instrumentação dos parafusos.

## 8. BIBLIOGRAFIA

1. ALBRECHT P., SAHLI A H., WATTAR F., **Fatigue Strength of Bolted Joints**, Journal of Structural Engineering, vol 113, No. 8 1987.
2. ATZORI B., LAZZARIN P., QUARESIMIN M., **A Re-Analysis on Fatigue Data of Aluminium Alloy Bolted Joints**, International Journal of Fatigue, Vol. 19, No 7, Great Britain, 1997Metals Handbook, "Failure Analysis and Prevention", 9<sup>th</sup> edition, ASM 1986.
3. BAGGERLY R. G., **Hidrogen- assisted Stress Cracking of High-Strength Wheel Bolts**, Engineering Failure Analysis, Vol. 3, No. 4, 1996.
4. BICKFORD J. H., **Handbook of Bolted Joints**, Marcel Dekker, New York, 1998.
5. BOYER H. E., **Atlas of Fatigue Curves**, ASM 1996.
6. BUDA J., **Why Bolts Fail**, Machine Design, Edited by Stephane Muraski Johnson, 1994.
7. BULLOCH J. H., CROWE D., **Embrittlement Observed in Cr-Mo Turbine Bolts After Service**, Theoretical and Applied fracture Mechanics, 1998.
8. BULLOCH J. H., **Some Material Toughness Properties of a Serie of Turbine Casing Bolts Removed from Service After Over 100000 Hours**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, no 75, 1998
9. BULLOCH, J. H., **The Influence of Accumulated Strain on the Temper Embrittlement Response of a Low Alloy Bolting Steel During Service**, Materials at High Temperatures, 1995.
10. BURGUETE R. L., PATTERSON E. A., **The Effect of Mean Stress on the Fatigue Limit of High Tensile Bolts**, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 209, 1995.
11. BURGUETE R. L., PATTERSON E. A., **The Effect of Eccentric Loading on the Stress Distribution in Thread Roots**, Fatigue and Fracture in Materials Structures, Vol. 18, No 11, 1995(a).
12. CAMERON D. W., **Failure in Large Gas- Turbine Due to Liquid- Metal Embrittlement**, Material Characterization 1994.
13. CASSOU C. A., **Metodologia de Análise de Falhas**, PPGEMM, UFRGS, 1999.
14. CASSOU C. A., **Notas de aula da Disciplina de Componentes Mecânicos I**, Escola De Engenharia, DEMEC, UFRGS, 1995.
15. DRAGONI E., **Fatigue Testing of Metric Bolts Fitted With Lip – Type Nuts**, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Transactions of the ASME, Vol. 117, 1995.
16. FESSLER H., HUA J. W., **Stress Analysis of Some Unsymmetric Screwed Connections**, Journal of strain Analysis, vol. 19 No. 1, 1984.
17. FESSLER H., JOBSON P. K., **Stress in a Bottoming Stud Assembly With Chamfers at the Ends of the Threads**, Journal of strain Analysis, vol. 18 No. 1, 1983.

18. FUKUOKA T., **Evaluation of the Method for Lowering Stress Concentration at the Thread Root of Bolted Joints With Modifications of Nut Shape**, Journal of Pressure Vessel Technology, vol 119, 1997.
19. FUKUOKA T., TAKAKI T., **Mechanical Behaviors of Bolted Joints in Various Clamping Configurations**, Journal of Pressure Vessel, Vol. 120, 1998.
20. GANE N., POLIVKA F., **Effect of Thread Form on the Strength of Ceramic Bolt**, Journal of Mechanical Engineering Science, 1995.
21. GOBBI P.E., **Análise em Fadiga de Trilhos Ferroviários**, Trabalho de Diplomação, Escola De Engenharia, DEMEC, UFRGS, 1995 .
22. GROSSE I. R., MITCHELL L. D., **Nonlinear Axial Stiffness Characteristics of Axisymmetric Bolted Joints**, Journal of Mechanical Design, vol. 112, 1990.
23. HER S. C., SHIE D. L., **The Failure Analysis of Bolted Repair on Composite Laminate**, International Journal of Solids Structures, vol. 35, No. 15, 1998.
24. JAMES A., **Catastrophic Failure of a Raise Boring Machine During Underground Reaming Operations**, Engineering Failure Analysis, 1997.
25. KENNY B., PATTERSON E. A., **Load and Stress Distribution in Screws Threads**, Experimental Mechanics, 1985.
26. KENNY B., PATTERSON E. A., **Stress Analysis of Some Nut – Bolt Connections With Modifications to the Nut Thread Form**, Journal of Strain Analysis, vol 20 No 1, 1985 (a).
27. KUMAR R., **Fatigue Life Estimation for Internal Threads in Class 1 Components**, Journal of Pressure Vessel Technology, vol 120, 1998.
28. LAZZARIN P., MILANI V., QUARESIMIN M., **Scatter Bands Summarizing the Fatigue Strength of Aluminium Alloy Bolted Joints**, International Journal of Fatigue, Vol. 19, No 5, Great Britain, 1997.
29. LEHNHOFF T. F., KO I. L., MCKAY M. L., **Member Stiffness and Contact Pressure Distribution of Bolted Joints**, Journal of Mechanical Design – Transaction of the ASME, vol. 116, 1994.
30. LEHNHOFF T. F., WISTEHUFF W. E., **Nonlinear Effects on the Stiffness of Bolted Joints**, Journal of Pressure Vessel Technology, vol. 118, 1996.
31. MILITITSKY M., **Estudo da Resistência à Fadiga de Juntas Parafusadas**, Trabalho de Diplomação, Escola De Engenharia, DEMET, UFRGS, 1998.
32. NELSON CAMPOS GIL DE OLIVEIRA, **Apostila da Disciplina de Elementos de Máquinas**, cadeira No 13, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1964
33. NEWPORT A., TOPP D. A., GLINKA G., **The Analysis of Elastic Stress Distribution in Threaded Tether Connections**, Journal of Strain Analysis, vol. 22 No. 4, 1986.
34. NISHIDA S., **Failure Analysis in Engineering Applications**, Butterworth-Heinemann, Great Britain, 1992.

35. ORBISON J. G., WAGNER M. E., FRITZ W. P., **Tension Plane Behavior in Single-Row Connections to Block Shear**, journal of Constructional Steel Research, 1999.
36. PATTERSON E. A., **A Comparative Study of Methods for Estimating Bolt Fatigue Limits**, Fatigue and Fracture in Materials and Structures, Vol. 13, No. 1, 1990.
37. PATTERSON E. A., KENNY B., **A Modification to the Theory for the Load Distribution in Conventional Nuts and Bolts**, Journal of strain Analysis, vol. 21 No. 1, 1986.
38. PATTERSON E. A., KENNY B., **Stress Analysis of Some Nut – Bolt Connections With Modifications to the External Shape of the Nut**, Journal of Strain Analysis, vol 22 No 4, 1987.
39. PATTERSON E. A., KENNY B., **The Optimization of the Design of Nuts With Partly Tapered Threads**, Journal of Strain Analysis, vol 21 No 2, 1986 (a).
40. SHIGLEY J E., MISCHKE C. R., **Mechanical Engineering Design**, 9<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1989.
41. STEMMER G. E., **Apostila de Construção de Máquinas - Solicitações Dinâmicas - O Estudo da Fadiga**, Disciplina 35a, Escola de Engenharia da UFRGS, Edições CEUE, 1963.
42. TAO C., XI N., YAN H., ZHANG Y., **Fatigue Failure of Hold – Down Bolts For a Hydraulic Cilinder Gland**, Engineering Failure Analysis, Vol. 5, No 3, 1998.
43. WILEMAN J., CHOUDHURY M., GREEN I., **Computation of Member Stiffness in Bolted Connections**, Journal of Mechanical Design, vol. 113, 1991.
44. ZUIKER J. R., NICHOLAS T., **Observations And Limitations On The Use Of The Goodman Diagram For Combined HCF/LCF Loadings**, Fatigue, Berlin, 1996.

## 9. ANEXO I – MEMORIAL DE CÁLCULO DAS TENSÕES NOS PARAFUSOS

A grande incógnita para o cálculo linear da distribuição de esforços numa conexão parafusada é, sem dúvida, a protensão. A partir dos ensaios realizados anteriormente, foi desenvolvido o cálculo da protensão tomando o resultado médio das deformações dos parafusos para cada valor de torque, tanto nas juntas de aço como nas de alumínio, e aplicando o critério de ruptura da máxima energia de distorção média, segundo a equação 50.

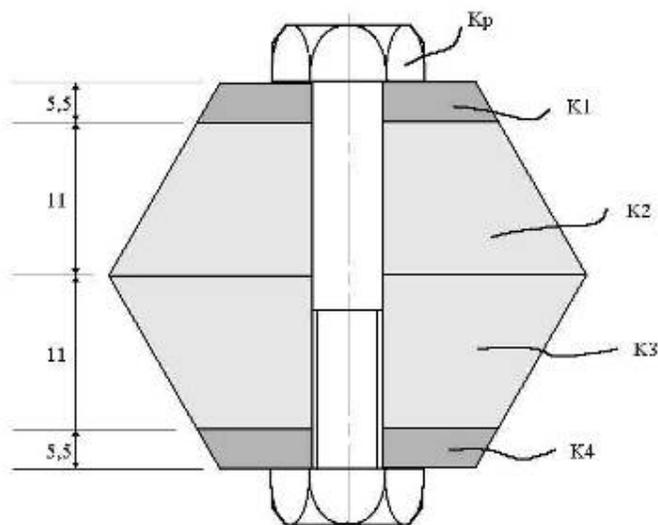


Figura 53 – Esquema mostrando a divisão da união das partes para o cálculo da rigidez.

No caso das placas de aço, pode ser calculada a rigidez como apenas duas placas sobrepostas de mesmo módulo de elasticidade. No caso das placas de alumínio com buchas de aço, de forma semelhante ao desenho, ( $K_2$ ) será igual a ( $K_3$ ) e da mesma forma, ( $K_1$ ) será igual a ( $K_4$ ). O ângulo dos cones é de trinta graus e o diâmetro das superfícies em contato com a base da cabeça e da porca é de 13mm (diâmetro menor do anel trapezoidal). As demais cotas de diâmetro podem ser calculadas por trigonometria. As arruelas foram inseridas em ( $K_1$ ) e ( $K_4$ ), com altura de 1,5mm cada.

As constantes de mola para as placas, considerando as dimensões das partes de aço e das partes de alumínio, com seus respectivos módulos de elasticidade e somando conforme molas em série, podem ser encontradas aplicando a equação 42.

$$k_m = \frac{0,577 \times \pi \times E \times d}{\ln \frac{(1,15t + D - d)(D + d)}{(1,15t + D + d)(D - d)}} \quad (40)$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4} \quad (41)$$

onde (k<sub>1,4</sub>) são as constantes de rigidez de cada parte separada do cone de rigidez.

E = 69.10<sup>3</sup>MPa, para as partes de alumínio;

E = 210.10<sup>3</sup>MPa, para as partes de aço;

D = Diâmetro menor de cada anel trapezoidal;

d = diâmetro do nominal do parafuso (6mm);

t = Altura de cada anel.

L = Comprimento total da conexão (33mm).

As arruelas tem altura de 1,5mm e estão inseridas no comprimento total.

Assim,

K<sub>aço</sub> = 972537,2 N/mm

K<sub>alumínio</sub> = 481106,3 N/mm

$$k_p = \frac{Af \times Al \times E}{Al \times Lf + Af \times Ll} \quad (42)$$

onde,

Af = 20,1mm;

Al = 28,27mm;

Ll = 22 mm;

Lf = 18 mm.

K<sub>parafuso</sub> = 125468,1 N/mm

Fator de rigidez

$$\varphi = k_m/k_p \quad (43)$$

φ = 7,75 para a junta totalmente de aço;

φ = 3,83 para a junta composta principalmente por alumínio.

A seqüência de cálculo desenvolvida a seguir para as juntas de aço com torque de 10Nm foi aplicada em todas as demais.

A tensão de tração no parafuso pode ser calculada pela equação 48, sabendo o módulo de elasticidade dos parafusos, pois a deformação média é adquirida pela equação 49.

$$\sigma = E\varepsilon \quad (44)$$

onde,

$$\varepsilon = \Delta L / L \quad (45)$$

Sendo assim,

$$\varepsilon = 7,95 \times 10^{-4}$$

$$\sigma = 167 \text{ MPa}$$

Aplicando o critério de ruptura da máxima energia de distorção média, segundo a equação 50, é possível estimar a tensão aplicada devida à protensão. Para parafusos, costuma-se atribuir a relação entre 0,3 e 0,5 entre a tensão normal principal ( $\sigma$ ) e a tensão cisalhante máxima ( $\tau$ ).<sup>8</sup>

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (46)$$

Tomando  $\tau = 0,5\sigma$ ;

$$\sigma_{eq} = 221 \text{ MPa}$$

A protensão será, então, o valor da tensão equivalente encontrada multiplicada pelo valor da seção resistente do parafuso (20,1mm<sup>2</sup> para o parafuso ISO M6).

$$V = \sigma_{eq} A \quad (47)$$

O valor da protensão neste caso será:

$$V = 4439 \text{ N}$$

A carga máxima no parafuso calculada pela teoria linear, por semelhança de triângulos, é expressa conforme a equação 36.

$$P_o = V + \frac{P}{1 + \varphi} \quad (48)$$

onde,

P= força aplicada na junta, ou força externa, de 6800 N.

Como a razão de carregamento não é nula, é preciso calcular também a carga no parafuso devida à menor componente de carga externa (10% da carga máxima).

$$P_{\text{máx.}} = 5216\text{N}$$

$$P_{\text{mín}} = 4517\text{N}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 260\text{MPa}$$

O ciclo de carga aplicado ao parafuso será, então, a diferença entre a carga máxima e a carga mínima.

$$P_z = P_{\text{máx}} - P_{\text{mín}} \quad (49)$$

A carga média aplicada no parafuso é a diferença entre a carga máxima ( $P_{\text{máx}}$ ) e a metade da parcela atribuída ao parafuso ( $P_z$ ).

$$P_{\text{med}} = P_{\text{máx}} - \frac{P_z}{2} \quad (50)$$

Sendo assim,

$$P_{\text{med}} = 4866\text{N}$$

$$\sigma_{\text{med}} = 242\text{MPa}$$

$$\sigma_a = 17\text{MPa}$$

A amplitude de tensão ( $\sigma_a$ ) é a diferença entre a tensão máxima e a tensão média suportada pelo parafuso.