

O EFEITO DO COMPRIMENTO DO PARAFUSO NO LIMITE DE FADIGA DE JUNTAS PARAFUSADAS¹

Marcio Erick Gomes da Silva²
Abraão Santos Silva³
João Carlos de Jesus Santos³
Silvando Vieira dos Santos⁴
Sandro Griza⁵

Resumo

Neste estudo buscou-se avaliar o efeito do comprimento do parafuso sobre o comportamento em fadiga de juntas parafusadas. Utilizou-se a alongação do parafuso como método de controle da pré-carga. O parafuso usado foi o M6 classe 8.8. Foram utilizados três comprimentos diferentes de parafuso e membros de aço apertados. Observou-se que o limite de fadiga aumenta com o aumento do comprimento do parafuso. Foi realizado um estudo analítico da relação entre a amplitude de tensão e a tensão média suportada pelos parafusos de 40 mm de comprimento, testados em fadiga, com base em modelos para cálculo de rigidez da união. Os resultados foram comparados com o diagrama de Burguete e Patterson.

Palavras-chave: Fadiga; Comprimento do parafuso; Rigidez da união parafusada.

THE EFFECT OF BOLT LENGTH IN THE FATIGUE LIMIT OF BOLTED JOINTS

Abstract

In this study we evaluate the effect of bolt length on the fatigue behavior of bolted joints. It was used the bolt elongation to determinate the preload the bolt used was the M6 class 8.8. Three different lengths of bolt and steel members were evaluated. It was observed that the fatigue limit increases with increasing length of the bolt. An analytical study was also evaluated on the relationship between the cyclic stress amplitude and the mean stress experienced by the bolts with 40 mm of length, based on some available models for joint stiffness. The results were compared with the bolt fatigue diagram of the Burguete and Patterson.

Key words: Fatigue; Preload; Bolt's length; Bolted joint stiffness.

¹ Contribuição técnica ao 68º Congresso Anual da ABM - Internacional, 30 de julho a 2 de agosto de 2013, Belo Horizonte, MG, Brasil.

² Engenheiro mecânico. Mestrando no Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia dos Materiais, Universidade Federal de Sergipe (Petrobras), Aracaju, SE, Brasil.

³ Bolsistas de Graduação em Engenharia dos Materiais, Universidade Federal de Sergipe (UFS), Cidade, SE, Brasil.

⁴ Engenheiro de materiais. Mestrando no Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia dos Materiais, Universidade Federal de Sergipe (UFS), Aracaju, SE, Brasil.

⁵ Engenheiro mecânico. Doutor em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul; Professor adjunto da Universidade Federal de Sergipe (UFS), Aracaju, SE, Brasil.

1 INTRODUÇÃO

Dentre os diversos tipos de uniões utilizados na indústria, a fixação através de parafusos é uma das mais empregadas, devido a algumas vantagens, tais como: facilidade e rapidez de montagem e desmontagem, baixo custo, intercambiabilidade e capacidade de suportar cargas transversais e longitudinais. Apesar da sua ampla utilização ao longo de séculos, inclusive em sistemas de elevada responsabilidade, o assunto a respeito da influência do comprimento dos parafusos na vida em fadiga de juntas parafusadas ainda não é totalmente dominado. Existem poucos estudos disponíveis na literatura que tratam da relação entre a resistência à fadiga e o comprimento do parafuso. Destaca-se o trabalho de Pizzio⁽¹⁾ sobre a otimização do desempenho em fadiga de uma união parafusada (flange de união carcaça/corrediça de um compressor alternativo) fixada através de parafusos prisioneiros, M24x3 (classe 8.8), que estavam falhando prematuramente por fadiga. Pizzio⁽¹⁾ classificou os parafusos testados em dois grupos: parafusos curtos (comprimento de 120 mm) e parafusos longos (comprimento de 173 mm). Foi utilizado o torque de 710 N.m como critério de controle da pré-carga. Também foi usada uma bucha extensora para permitir o aperto (Figura 1).

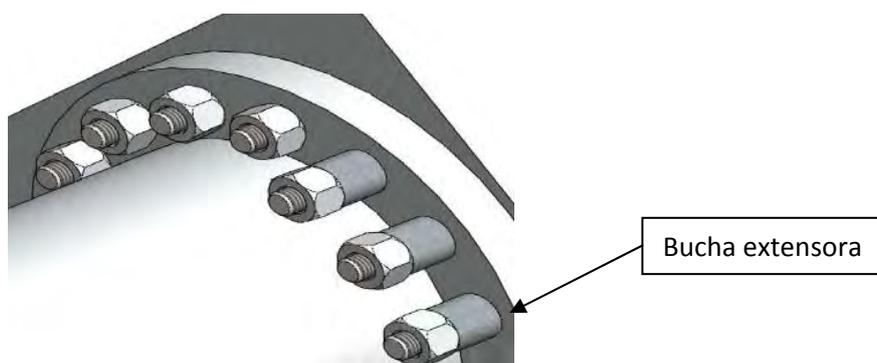


Figura 1. Esquema do flange ilustrando parafusos curtos e parafusos longos com bucha extensora.

Os resultados dos ensaios de fadiga mostraram que o aumento do comprimento do parafuso, através da inserção de uma bucha extensora sobre o flange, aumenta a vida em fadiga dos componentes da união. Pizzio⁽¹⁾ também cita Kulak, Fisher e Struik⁽²⁾ para mencionar que, dentro do limite elástico, a elongação aumenta ligeiramente com o aumento do agarramento (espessura total das partes que serão unidas). Menciona também que em carregamentos acima do limite elástico, a porção com filetes comporta-se plasticamente, enquanto que a porção lisa permanece elástica. Logo, para parafusos curtos, quase toda deformação ocorre no comprimento dos filetes, com uma resultante diminuição da capacidade de deformação.

Este estudo de Pizzio⁽¹⁾ foi embasado em observações experimentais práticas e utilizando procedimentos de ensaios em amostras de tamanho real. As curvas de fadiga realizadas apresentam uma tendência de maior resistência à fadiga dos parafusos longos. Entretanto, o uso de uma bucha extensora provoca a modificação da forma da união, ou seja, os parafusos curtos montados diretamente ao flange apresentam maior volume de material dos membros ao seu redor. Ora, se a rigidez da união é um fator importante no projeto do aperto adequado, a forma dos membros deve ser mantida constante, ou seja, é mais adequado que a forma da união não seja mais um fator a ser considerado nos experimentos.

Shigley, Mischjke e Budynas.⁽³⁾ definem carga de prova(F_p) como sendo a força máxima que o parafuso pode suportar sem adquirir deformação permanente. Pode ser dito, então, que a carga de prova corresponde ao limite de proporcionalidade do material. Shigley, Mischjke e Budynas.⁽³⁾ citam ainda a recomendação da Russell, Burdsall & Ward Inc.(RB&W), na qual se sugere que parafusos ASTM A325 (equivalentes aos utilizados em nosso estudo, classe 8.8), usados em aplicações estruturais, sejam apertados à carga de prova ou além. Além disto, é recomendado, para carregamentos estáticos e de fadiga, que o critério a seguir seja utilizado no estabelecimento da pré-carga(F_i):

$$F_i = \begin{cases} 0,75 \cdot F_p & \text{para conexões não permanentes, fixadores reutilizados.} \\ 0,90 \cdot F_p & \text{para conexões permanentes.} \end{cases}$$

A relação entre a amplitude de tensão e a tensão média aplicada ao parafuso depende da rigidez dos elementos, definida como a inclinação das retas (Figura 2). Torna-se, portanto, possível estimar as parcelas da carga externa aplicadas ao parafuso e membros. A carga axial do parafuso (F_b) é obtida da constante de rigidez da junta (C), conforme Equações 1 e 2 respectivamente.

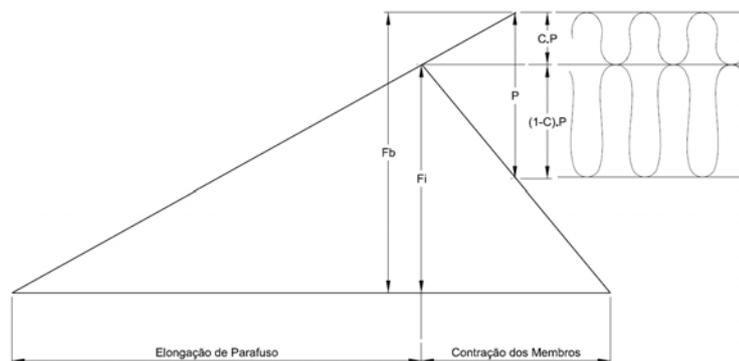


Figura 2. Diagrama carga versus elongação de uma união parafusada.

$$F_b = C.P + F_i \quad (\text{Equação 1}); \quad C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (\text{Equação 2})$$

Os modelos que utilizam a teoria linear disponíveis na literatura são: (a) modelo do cone de pressão de Rotscher com ângulo de cone de 30° ;⁽³⁾ (b) modelo de Wileman, Choudhury e Green⁽⁴⁾ e (c) modelo de Alkatan et al.⁽⁵⁾

Segundo a teoria linear, é possível obter a rigidez do parafuso (k_b), conforme Equação 3.⁽³⁾ O cálculo da rigidez dos membros (k_m), utilizando o tradicional método do cone de pressão de Rotscher, resulta na Equação 4, quando os membros tem o mesmo módulo de elasticidade com troncos de cone simétricos lado a lado.

$$k_b = \frac{A_0 \times A_s \times E}{A_0 \times l_t + A_s \times L_0} \quad (\text{Equação 3});$$

$$k_m = \frac{\pi.E .d.\tan \alpha}{2.\ln \left(\frac{(2.t.\tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2.t.\tan \alpha + D + d)(D - d)} \right)} \quad (\text{Equação 4})$$

Segundo Wileman, Choudhury e Green,⁽⁴⁾ a rigidez de membros de mesmo material pode ser obtida em vários tipos de conexões (Equação 5), onde: A e B são parâmetros de rigidez que envolvem o coeficiente de Poisson.

$$k_m = EdAe^{B\left(\frac{d}{L}\right)} \quad (\text{Equação 5})$$

Alkatan et al.⁽⁵⁾ apresentam uma abordagem para o cálculo da rigidez axial dos elementos de uma união parafusada. Neste modelo, os fatores de correção utilizados são: α_{head} , α_{thread} e $\alpha_{bolt-nut}$. Para os cálculos da rigidez da cabeça do parafuso (k_{head}), rigidez da parte rosqueada do parafuso (k_{thread}) e da rigidez da porca e da parte carregada do parafuso ($k_{bolt-nut}$), utilizam-se as Equações 6, 7 e 8, respectivamente. A rigidez total do parafuso (k_b) é obtida conforme Equação 9. A rigidez dos membros (k_m) é deduzida da Equação 10,⁽⁵⁾ onde E_{part} é o módulo de elasticidade dos membros, A_p é a seção transversal equivalente dos membros e L_{pi} está definido na Tabela 1.

$$k_{head} = \frac{E_{bolt} A_0}{L_0 + (\alpha_{head} \cdot d)} \quad (\text{Equação 6});$$

$$k_{thread} = \frac{E_{bolt} \cdot A_s}{l_t \cdot \alpha_{thread}} \quad (\text{Equação 7})$$

$$k_{bolt-nut} = \frac{E_{bolt} \cdot A_s}{d \cdot \alpha_{bolt-nut}} \quad (\text{Equação 8});$$

$$k_b = \frac{k_{head} \cdot k_{thread} \cdot k_{bolt-nut}}{k_{head} \cdot k_{thread} + k_{head} \cdot k_{bolt-nut} + k_{thread} \cdot k_{bolt-nut}} \quad (\text{Equação 9})$$

$$k_m = \frac{E_{part} \cdot A_p}{2 \cdot L_{pi}} \quad (\text{Equação 10})$$

Existem ainda, modelos que consideram a não-linearidade intrínseca decorrente da carga externa variável a que a junta é submetida. Destes, destaca-se os estudos de Lehnhoff e Wistehuff.⁽⁶⁾

O presente estudo tem os seguintes objetivos: a) verificar a relação entre o comprimento do parafuso e o limite em fadiga de juntas parafusadas submetidas a carregamentos cíclicos flutuantes de tração, mantendo-se o controle da pré-carga através da elongação imposta ao parafuso; e b) verificar se a previsão analítica da relação entre amplitude de tensão suportada pelo parafuso de 40 mm e a respectiva tensão média estão de acordo com os resultados de Burguete e Patterson.⁽⁷⁾

2 MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Parafusos e Dispositivo

O parafuso escolhido para realização dos testes foi o M6, classe 8.8, acabamento enegrecido de têmpera, hastes de 40 mm; 60 mm e 80 mm, com cabeça sextavada, filetamento parcial de 18 mm de comprimento, passo 1 mm e porca auto-travante compatível de altura 5 mm. Cada parafuso foi usinado, através de torneamento, para

produzir faces extremas paralelas, de modo a aumentar a exatidão das medidas realizadas. Os parafusos foram desengraxados e seus comprimentos medidos com micrômetro (resolução 0.01 mm).

No presente estudo, foi desenvolvido um dispositivo em aço SAE 4140 que possibilitasse acesso a ambas as extremidades do parafuso após aperto, de modo que a medição dos comprimentos iniciais e finais através de um micrômetro tornou-se viável, seguindo assim a recomendação de Shigley, Mischke e Budynas,⁽³⁾ ou seja, a elongação do parafuso deve ser utilizada, sempre que possível, para controle da pré-carga, especialmente com carregamento de fadiga. Tal dispositivo também foi projetado visando possibilitar a aplicação de carregamento axial cíclico flutuante aos parafusos testados, seguindo as normas ISO 898-1⁽⁸⁾ e ISO 3800.⁽⁹⁾ A Figura 3 mostra o desenho em corte do dispositivo montado para o comprimento de 40 mm. Para os dois outros comprimentos, a diferença é a introdução de uma bucha intermediária para produzir a montagem nos respectivos comprimentos de 60 mm e 80 mm. O parafuso fixa as buchas e estas são montadas em placas aparafusadas com parafusos M12. As placas permitem a montagem das extremidades diretamente à máquina de fadiga.



Figura 3. Dispositivo montado para os ensaios de fadiga dos parafusos M6, comprimento da haste de 40 mm.

2.2 Definição da Pré-Carga e Elongações

Conforme já mencionado, a definição da pré-carga baseou-se no critério de Shigley, Mischke e Budynas⁽³⁾ para conexões permanentes, ou seja, pré-carga limitada inferiormente por 90% da carga de prova e, superiormente, pela própria carga de prova. Como critério para definição da carga de prova, utilizou-se o critério da ISO 898-1,⁽⁸⁾ a saber: carga de prova de 91% da tensão de escoamento.

Neste estudo, foi decidido pela utilização do controle da elongação para definição da pré-carga e buscou-se estreitar o quanto fosse possível a faixa de pré-carga atuante nos três comprimentos testados (Equação 11), pois de outra forma os resultados não forneceriam elementos confiáveis para comparações. A obtenção de pré-cargas próximas ao limite superior deste critério foi, também, um dos objetivos traçados, uma vez que os resultados redundariam em maiores limites de fadiga e, conforme

estudos de Griza,⁽¹⁰⁾ quanto maior a pré-carga, maior será o limite de fadiga da junta parafusada.

$$\delta = \frac{F_i L}{AE} \quad (\text{Equação 11})$$

Desta feita, buscando-se uma pré-carga média que resultasse no menor desvio padrão possível, resultaram as seguintes elongações: 0,11 mm para os parafusos de 40 mm; 0,18 mm para os parafusos de 60 mm e 0,25 mm para os parafusos de 80 mm. Obtiveram-se também as seguintes razões percentuais de F_i/F_p : 100% para os parafusos de 40 mm e 95% para os parafusos de 60 mm e 80 mm. A pré-carga média calculada para estas elongações foi de 14,4 kN, com desvio padrão de 0,15 kN.

2.3 Ensaio de Tração

Foram realizados ensaios de tração em três parafusos de cada comprimento, a fim de confirmar sua adequação com a categoria indicada, classe 8.8, e para determinar a tensão de escoamento (S_y). O ensaio seguiu as determinações da norma ISO 898-1.⁽⁸⁾ A tensão de escoamento foi obtida para 0,2 % de deformação.

2.4 Ensaio de Fadiga

Os ensaios de fadiga foram realizados no equipamento servohidráulico (MTS Landmark 370.10), com capacidade de 100 kN e controlador Flex Test 60. Cada parafuso foi fixado no dispositivo utilizando uma chave soquete-biela na porca, enquanto que a cabeça do parafuso foi presa por uma chave fixa. Este processo foi executado com as placas fixadas, de forma a assegurar a posição vertical do parafuso. Após a gradual aplicação de um torque aleatório, verificava-se através do micrômetro a elongação produzida pelo aperto do parafuso até a obtenção da elongação pretendida para aquele comprimento específico. A carga externa foi senoidal, com frequência de 30 Hz e razão de carregamento $R = 0,1$.

Para construção das curvas de Wöhler e definição do limite de fadiga, foi utilizado o método de teste combinado indicado pela ISO 3800,⁽⁹⁾ onde o desvio padrão da parte inclinada da curva de Wöhler é utilizado como tamanho do degrau (*step size*) para definição do patamar da curva de Wöhler e, conseqüentemente, definição do limite de fadiga. A curva gerada a partir deste método pressupõe uma probabilidade de falha de 50% e tal método foi criado visando à construção de curvas de Wöhler quando da utilização de uma pequena quantidade de corpos de prova, neste caso, sendo possível a construção da curva com 14 parafusos. Neste método, considera-se, também, a ocorrência de vida infinita quando para um dado nível de carregamento o corpo de prova atinge no mínimo um total de cinco milhões de ciclos sem romper.

2.5 Cálculo da Rigidez

Foram calculadas as tensões cíclicas e as tensões médias suportadas pelo parafuso, levando em conta as diversas teorias de rigidez disponíveis e apresentadas anteriormente na revisão da literatura.

Algumas adaptações foram necessárias para a comparação com o estudo de Lehnhoff e Wistehuff,⁽⁶⁾ tendo em vista que eles não modelaram parafusos M6, nem juntas com o agarramento de 32,6 mm (espessura dos membros utilizada no presente estudo). Entretanto, visando à obtenção dos valores das rigidezes dos componentes da junta por este modelo, optou-se, neste estudo, por utilizar a razão de espessura de 20/20 apenas para os parafusos de 40 mm, tendo em vista a simetria existente em relação ao plano de contato interfacial das buchas quando montadas no dispositivo. Nesta abordagem, para a definição da equação polinomial que seria usada para o parafuso M6, foram utilizadas as Equações 12 e 13, referentes aos parafusos de 8 mm de diâmetro e folga entre parafuso e furo de 0,5 mm, que definem, respectivamente, as relações entre a razão da rigidez do parafuso pelo diâmetro e módulo de elasticidade (“rigidez adimensional do parafuso”) com a razão da carga externa por 90% da resistência à carga de prova e pela área da seção transversal do parafuso, chamado de carga externa adimensional, e entre a razão da rigidez dos membros pelo diâmetro e módulo de elasticidade, chamado de rigidez adimensional dos membros com a carga externa adimensional.

$$f(x)=1,02x^2 + 0,01x + 0,16 \quad \text{(Equação 12)}$$

$$f(x)=4,69x^2 - 2,28x + 0,63 \quad \text{(Equação 13)}$$

Para definição dos novos pontos de interceptação das Equações 12 e 13 com os eixos correspondentes à “rigidez adimensional do parafuso” e à “rigidez adimensional dos membros”, respectivamente, foi feita uma análise de tendência relacionando tais pontos para cada diâmetro de parafuso, visando à extrapolação deste ponto para parafusos M6 e membros em aço. Nesta abordagem foram mantidos os demais coeficientes das funções polinomiais.

Desta feita, foram definidas as Equações 14 e 15, as quais foram utilizadas para estimar as relações “rigidez adimensional do parafuso” versus “carga externa adimensional” e “rigidez adimensional dos membros” versus “carga externa adimensional” para o parafuso M6 e membros em aço. Em outras palavras, foi assumido que a curva para o parafuso M6 tinha a mesma concavidade da curva do parafuso M8, porém com um novo ponto de interceptação no eixo das ordenadas, seguindo a tendência de todos os demais diâmetros dos parafusos utilizados.

$$f(x)=1,02x^2+0,01x+0,135 \quad \text{(Equação 14)}$$

$$f(x)=4,69x^2-2,28x+0,602 \quad \text{(Equação 15)}$$

2.6 Proposta do Coeficiente de Correção

Foi proposto um coeficiente de correção (Equação 16), onde os valores de σ_a (estimada) foram obtidos pela interpolação dos dados do diagrama de Burguete e Patterson,⁽⁷⁾ conforme a Figura 4. A amplitude de tensão calculada, σ_a (calculada), refere-se às amplitudes de tensão suportadas pelo parafuso, obtidas diretamente dos quatro modelos examinados.

$$C.C. = \frac{\sigma_{a(\text{estimada})}(\text{MPa})}{\sigma_{a(\text{calculada})}(\text{MPa})} \quad \text{(Equação 16)}$$

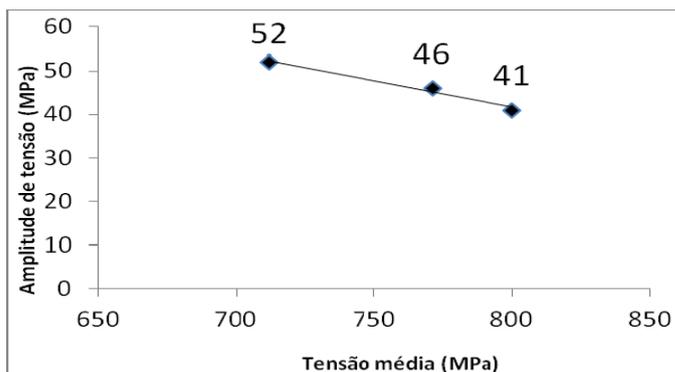


Figura 4. Diagrama de fadiga para parafusos classe 8.8.⁽⁶⁾

3 RESULTADOS

A Tabela 1 mostra os dados de entrada utilizados nos diversos cálculos efetuados neste estudo.

Tabela 1. Dimensões e propriedades utilizadas para o presente estudo

A_0 (mm ²): Área do maior diâmetro do parafuso	28,27
A_s (mm ²): Área de tensão de tração	20,1
D(mm): Diâmetro da face da arruela	13
d(mm): Diâmetro nominal do parafuso	6
d_2 (mm): Diâmetro médio ou diâmetro básico do passo	5,35
D_a (mm): Diâmetro sob a cabeça do parafuso	10
D_{m-u} (mm): Diâmetro médio do colar	9,5
D_p (mm): Diâmetro dos membros	32
E(GPa): Módulo de elasticidade do alumínio	69
E(GPa): Módulo de elasticidade do aço	210
$L/2=t$ (mm): Metade do agarramento	16,3
L_0 (mm): Comprimento da parte não-rosqueada no agarramento	22
L_{pi} (mm): Espessura de cada membro no agarramento	15
l_t (mm): Comprimento da parte rosqueada no agarramento	10,6
p(mm): Passo	1,0
S_y (MPa): Tensão de escoamento	820
α : Metade do ângulo do cone	30°

3.1 Ensaios de Tração

Os ensaios de tração, em três parafusos de cada comprimento, apresentaram tensão de escoamento média de 782 MPa para os parafusos de 40 mm; 833 MPa para os parafusos de 60 mm e 832 MPa para os parafusos de 80 mm, com respectivos desvios padrão de 17,04 MPa; 15,53 MPa e 37,58 MPa. Para o limite de resistência, obtiveram-se os valores médios de 908 MPa para os parafusos de 40 mm; 923 MPa para os parafusos de 60 mm e 924 MPa para os parafusos de 80 mm, com respectivos desvios padrões de 3,21 MPa; 10,02 MPa e 55,75 MPa. A elongação média depois da fratura (A_f) foi de: 0,39 para parafusos de 40 mm; 0,41 para parafusos de 60 mm e 0,42 para parafusos de 80 mm, com respectivos desvios padrões de 0,01; 0,009 e 0,007, calculadas conforme ISO 898-1.⁽⁸⁾

A Figura 5 apresenta curvas tensão-deformação típicas para os ensaios de tração realizados nos parafusos de 40 mm; 60 mm e 80 mm, respectivamente.

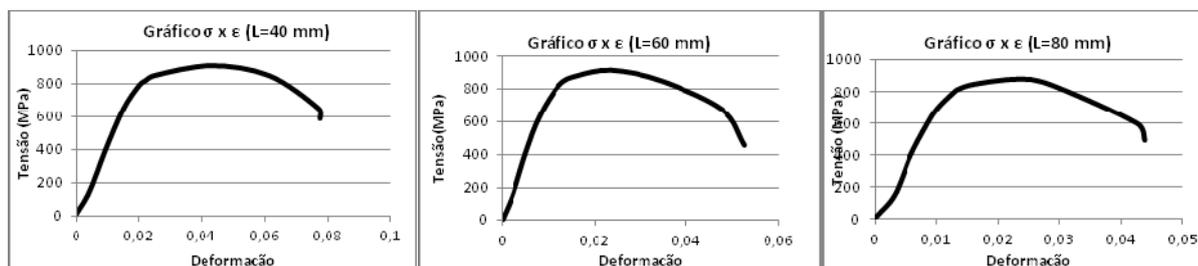


Figura 5. Da esquerda para a direita: curva típica de tração para os parafusos de 40 mm, 60 mm e 80 mm.

3.2 Ensaios de Fadiga

As Figuras 6 a 8 apresentam as curvas de Wöhler geradas de acordo com a ISO 3800⁽⁸⁾ para os ensaios de fadiga realizados nos parafusos de 40 mm; 60 mm e 80 mm, respectivamente. Tais curvas resultaram em cargas externas máximas, sem ocorrência de fratura nos parafusos ($N = 5 \times 10^6$ ciclos), de: 9,15 kN para os parafusos de 40 mm, 11,7 kN para os parafusos de 60 mm e 12,6 kN para os parafusos de 80 mm.

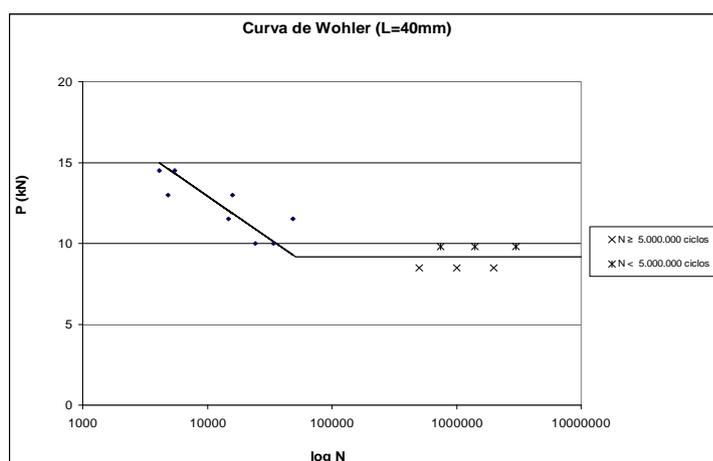


Figura 6. Curva logarítmica de Wöhler para o parafuso de 40 mm.

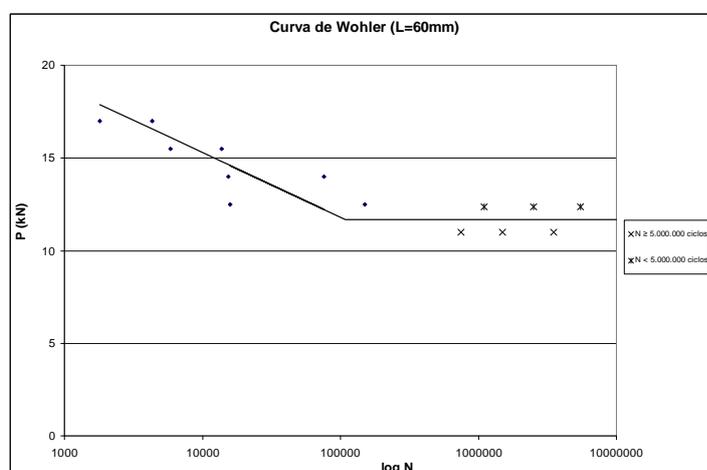


Figura 7. Curva logarítmica de Wöhler para o parafuso de 60 mm.

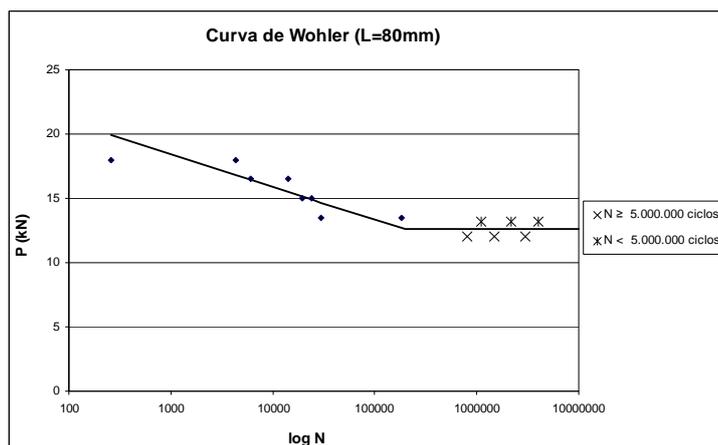


Figura 8. Curva logarítmica de Wöhler para o parafuso de 80 mm.

3.3 Cálculo da Rigidez

Foram calculadas as rigidezes dos parafusos (k_b) e dos membros (k_m) através dos modelos teóricos para os parafusos de 40 mm, conforme as Equações 4, 5, 9, 10, 14 e 15 (Tabelas 2 e 3).

Os resultados foram utilizados para a obtenção das tensões vistas na Tabela 4 concernentes aos respectivos modelos. A rigidez do parafuso $k_b = 160,8$ kN/mm foi obtida pela Equação 3 e este valor foi utilizado na Tabela 4 para os modelos de Rotscher e Wileman.

Tabela 2. Rigidezes dos parafusos e membros calculadas por diversas teorias

Modelo	k_b (kN/mm)	k_m (kN/mm)
Cone de (30°)		1.852,4
Wileman		991,8
Alkatan	73,8	650,9

A espessura total de 32.6 mm foi utilizada na definição da metade do agarramento utilizado na Equação 5 (Tabela 1). Os parâmetros $A = 0,78715$ e $B = 0,62873$ foram usados na Equação 6 para obtenção da rigidez dos membros em aço e os parâmetros $A = 0,79670$ e $B = 0,63816$ para obtenção da rigidez dos membros em alumínio. Ao utilizar a Equação 6, um acréscimo de 6% no α_{head} foi assumido, para corrigir a premissa que o coeficiente de fricção radial era nulo. No modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff,⁽⁶⁾ foi utilizada uma S_p (resistência à carga de prova) de 580 MPa para os parafusos M6, classe 8.8, conforme ISO 898-1.⁽⁸⁾

Tabela 3. Rigidez dos parafusos e membros calculadas de acordo com o modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff⁽⁶⁾

Pmax(kN)	k_b (kN/mm)	k_m (kN/mm)
9,15	1158,9	2.748,8

Pelas equações da teoria linear, obtiveram-se os dados compreendidos na Tabela 4.

Tabela 4. Valores calculados a partir da teoria linear

Autor	P_{max} (kN)	F_i (kN)	$F_{bmax.}$ (kN)	$F_{bmin.}$ (kN)	$\sigma_{max.}$ (MPa)	σ_m (MPa)	σ_a (MPa)
Rotscher	9,15	14,2	14,93	14,27	743	726	16
Wileman	9,15	14,2	15,48	14,33	770	741	29
Alkatan	9,15	14,2	15,13	14,29	753	732	21
Lehnhoff	9,15	14,2	16,91	14,47	842	781	61

3.4 Coeficiente de Correção

Na Tabela 5 estão os coeficientes obtidos para cada modelo examinado e material utilizado para os membros, calculados de acordo com a Equação 16. A aproximação do coeficiente do valor unitário remete a uma melhor concordância entre o respectivo modelo e o diagrama de fadiga de Burguete e Patterson.⁽⁷⁾

Tabela 5. Coeficientes de correção

Modelo utilizado:	σ_m (MPa)	σ_a (calculada) (MPa)	σ_a (estimada) (MPa) de Burguete e Patterson	Coeficiente de correção proposto para σ_a
Cone (30°)	726	16	51	3,090
Wileman	741	29	49	1,715
Alkatan	732	21	50	2,395
Lehnhoff adaptado	781	61	44	0,729

4 DISCUSSÃO

Os resultados obtidos no ensaio de tração confirmaram que os parafusos se enquadram na classe 8.8. Além disso, o valor de tensão de escoamento foi utilizado para avaliar a fronteira elástica nos estudos analíticos realizados. Os resultados deste estudo confirmaram também que, para pré-cargas contidas dentro de uma estreita faixa (baixo desvio padrão), quanto maior o comprimento do parafuso maior o limite de fadiga da união parafusada. Isto decorre, provavelmente, do fato que ao se aumentar o comprimento do parafuso de um diâmetro definido, mantendo-se o volume dos membros ao redor do parafuso num patamar que não resulte no decréscimo da rigidez dos membros com o aumento do agarramento, resultará numa condição onde haverá uma menor relação entre rigidez do parafuso e rigidez dos membros e, como é sabido, parafuso de menor rigidez recebe menor parcela da carga cíclica, o que resulta num maior limite de fadiga.

Outra explicação decorre do fato que a deformação axial produzida pelo aperto não é homogênea. O parafuso mais longo recebe maior alongação, mas parte desta alongação é concentrada na região de maior deformação (primeiro filete carregado) e isso leva a um maior torque equivalente e, portanto, maior limite de fadiga.

Ao analisar a Tabela 4, percebe-se que no modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff⁽⁶⁾ para parafusos M6 de 40 mm, a tensão máxima de tração superou a tensão de escoamento média (782 MPa) e foi inferior ao limite de resistência médio (908 MPa). Entretanto, a tensão resultante da carga axial mínima do parafuso (720 MPa) resulta em um valor inferior à tensão de escoamento média, permitindo-nos concluir que face à este fato e pelo formato característico da curva tensão-deformação, os valores de tensão média reais para este modelo serão inferiores aos calculados da Tabela 4 o que, conseqüentemente, resultará, também, em menores valores de amplitudes de tensão suportadas pelo parafuso que os descritos na referida tabela. Analisando-se o gráfico da Figura 4, percebe-se uma tendência ao

aumento da amplitude de tensão estimada suportada pelo parafuso com o decréscimo da tensão média, logo pode-se concluir que, ao utilizar o modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff,⁽⁶⁾ o coeficiente de correção será mais próximo do valor unitário que àquele descrito na Tabela 5.

5 CONCLUSÃO

Para uma mesma pré-carga ou para pré-cargas contidas dentro de uma estreita faixa (baixo desvio padrão), quanto maior o comprimento do parafuso, maior o limite de fadiga.

O modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff⁽⁶⁾ para parafusos M6 mostrou-se o mais adequado para avaliar a relação σ_a versus σ_m .

Agradecimentos

Os autores agradecem as agências de financiamento CAPES, CNPq e FINEP e também à Petrobrás.

REFERÊNCIAS

- 1 PIZZIO, E. Avaliação da vida em fadiga de uniões parafusadas – Estudo de Caso. Dissertação de M.Sc., UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil, 2005.
- 2 KULAK, G. L.; FISHER, J. W.; STRUIK, J. H. A. Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints. 2 ed. Chicago, 1987.
- 3 SHIGLEY, J E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R.G. Projeto de Engenharia Mecânica. 7 ed. Porto Alegre, Bookman, 2005.
- 4 WILEMAN, J.; CHOUDHURY, M.; GREEN I. Computation of Member Stiffness in Bolted Connections, Journal of Mechanical Design, vol. 113, 1991.
- 5 ALKATAN, F.et al. Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading, Finite Elements in Analysis and Design 43, p. 589 – 598, 2007.
- 6 LEHNHOFF, T. F.; WISTEHUFF, W. E. Nonlinear Effects on the Stiffness of Bolted Joints, Journal of Pressure Vessel Technology, v. 118, 1996.
- 7 BURGUETE, R. L.; PATTERSON, E. A. The Effect of Mean Stress on the Fatigue Limit of High Tensile Bolts, Journal of Mechanical Engineering Science, Part C, Vol. 209, pp. 257-262, 1995.
- 8 ISO 898-1. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes — Coarse thread and fine pitch thread, 2009.
- 9 ISO 3800. Threaded fasteners - Axial load fatigue testing - Test methods and evaluation of results, 1993.
- 10 GRIZA, S. Efeito do torque na vida em fadiga de uniões parafusadas. Dissertação de M.Sc., UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil, 2000.