

## ANÁLISE DO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA DE JUNTAS PARAFUSADAS

F. de F. Thompson<sup>1\*</sup>, T. N. Lima<sup>1</sup>, A. S. Silva<sup>1</sup>, R. C. Cardoso<sup>1</sup>, S. Griza<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Programa de Pós-graduação em Ciência e Engenharia dos Materiais, Universidade Federal de Sergipe, São Cristóvão, Brasil

Av. Marechal Rondon, S/N, São Cristóvão, SE, Brasil 49100, felipe\_fthompson@hotmail.com

### RESUMO

*Neste estudo foram realizados ensaios de resistência à fadiga em juntas parafusadas para construção da curva SN. O parafuso utilizado foi o M8 classe 8.8 com 60 mm de comprimento. Foi fabricado um dispositivo para aplicação do carregamento axial cíclico para realização dos ensaios de fadiga. O dispositivo é composto por quatro partes, dois fixadores e dois discos. Os dois discos tem a função dos membros na junta parafusada. Foram realizados ensaios de tração nos parafusos a fim de se estabelecer as suas propriedades mecânicas. Para a realização dos ensaios de fadiga, foi aplicada uma pré carga de aperto nos parafusos equivalente a 90% da tensão de escoamento. O limite de resistência à fadiga encontrado foi comparado com o resultado obtido em trabalhos correlatos.*

Palavras chave: fadiga; junta parafusada; resiliência;

### INTRODUÇÃO

Uniões parafusadas são empregadas e estudadas há várias décadas. Esse método de fixação não permanente está presente em praticamente todos os equipamentos/máquinas existentes na sociedade moderna, desde os projetos mais simples até os mais complexos. Uma infinidade de parafusos é fabricada todos os anos para os usos mais variados. Desta forma, seria possível pensar que este elemento não trás mais nenhum desafio para a ciência e tecnologia. Mas o fato é que muitos aspectos da junta parafusada ainda não são bem compreendidos.

A relação entre a espessura dos membros, o comprimento do parafuso e a resistência à fadiga é um dos assuntos que necessitam de maior compreensão. A resistência à fadiga da junta parafusada depende da magnitude da tensão cíclica nele aplicada. A amplitude da tensão do parafuso depende do carregamento axial externo, como também da resiliência do parafuso e dos membros.

Falha por fadiga de juntas parafusadas ainda são uma preocupação, uma vez que a falha de apenas um parafuso pode levar a falhas catastróficas de um sistema inteiro (1, 2, 3).

Fatores como as propriedades mecânicas do material, pré carga, geometria da junta, atrito, entre outros, devem ser considerados no projeto de juntas parafusadas. Todavia, alguns fatores ainda permanecem não resolvidos para o cálculo da resiliência da junta e da parte cíclica do carregamento que é efetivamente aplicado no parafuso. A questão sobre a influência do comprimento do parafuso no limite de resistência à fadiga de juntas parafusadas, por exemplo, não é completamente entendido. Existem poucos estudos disponíveis na literatura sobre a distribuição da tensão no parafuso dependendo do comprimento do parafuso. Estudos mostram que o uso de parafusos mais longos contribui para aumentar o limite de resistência à fadiga da junta parafusada, mesmo quando eles são torquados com a mesma pré carga de parafusos mais curtos (3,4).

## FUNDAMENTOS

A teoria linear considera uma junta parafusada como um conjunto de molas que sofrem a mesma magnitude de deformação elástica quando o parafuso é torquado nos membros (5-8). A relação entre a amplitude da tensão e a tensão média aplicada no parafuso depende da resiliência elástica de todos os elementos da junta parafusada.

De acordo com a norma VDI 2230 (9), a resiliência elástica do parafuso ( $\delta_s$ ), é determinada de acordo com a equação A, onde ( $E$ ) é o módulo de elasticidade, ( $l$ ) o comprimento sem rosca, ( $d$ ) o diâmetro nominal do parafuso, ( $A_N$ ) é a secção transversal nominal, ( $A_{d3}$ ) é a secção transversal nominal no menor diâmetro, ( $l_{Gew}$ ) é o comprimento da rosca livre de carregamento, ( $l_G = 0.5 d$ ) e ( $l_M = 0.33 d$ ) são os

comprimentos substitucionais para a deformação das roscas acopladas em cada extremidade.

$$\delta_S = \frac{0.4d}{EA_N} + \frac{l}{EA_N} + \frac{l_{G_{ew}}}{EA_{d_2}} + \frac{l_G}{EA_{d_2}} + \frac{l_M}{EA_N} \quad (A)$$

De acordo com a teoria linear, é utilizado o volume do material para estimar a elasticidade dos membros. Esse volume considera o material dentro de dois troncos de cone cujas bases se encontram. Para o caso de dois cones simétricos, a resiliência dos membros ( $\delta_P$ ) é calculado de acordo com a equação B, ( $d_W$ ) é o diâmetro da arruela sob a porca, ( $d_h$ ) é o diâmetro do furo nos membros, ( $l_k$ ) é o comprimento dos membros,  $w = 1$  and ( $\phi$ ) é o ângulo do cone. O fator de carregamento é a relação entre as resiliências dos elementos da junta (equação C). O fator de carregamento também pode ser calculado de acordo com a equação D, onde ( $F_{SA}$ ) é o carregamento cíclico imposto ao parafuso devido a uma carga externa cíclica ( $P$ ). Esse fator de carregamento aumenta com o aumento da porção da carga externa aplicada no parafuso.

$$\delta_P = \frac{2 \ln \left[ \frac{(d_W + d_h)(d_W + w l_k \tan \phi - d_h)}{(d_W - d_h)(d_W + w l_k \tan \phi + d_h)} \right]}{w E \pi d_h \tan \phi} \quad (B)$$

$$\Phi = \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_S} \quad (C)$$

$$\Phi = \frac{F_{SA}}{P} \quad (D)$$

A pré carga axial ( $F_i$ ) imposta ao parafuso devido ao aperto é definida como uma fração da tensão de escoamento do parafuso. A pré carga pode ser calculada através do comprimento do parafuso ( $\epsilon$ ), de acordo com a equação E, onde ( $L$ ) é o comprimento de fixação.

$$\epsilon = \frac{F_i \times L}{A_{d_2} \times E} \quad (E)$$

O módulo da carga ( $F_A$ ) e a carga média ( $F_m$ ) aplicada no parafuso podem ser calculados conforme as equações F e G.

$$F_A = F_{SA} 2 \quad (F)$$

$$F_m = F_i + F_{SA}^2 \quad (G)$$

A amplitude da tensão ( $\sigma_a$ ) e a tensão média ( $\sigma_m$ ) aplicada no parafuso podem ser calculadas respectivamente das equações H e I.

$$\sigma_a = \frac{F_A}{A_{d3}} \quad (H)$$

$$\sigma_m = \sigma_{eq} + \sigma_a \quad (I)$$

CROCCOLO et al. <sup>(9)</sup> propõem uma equação para relacionar a pré-carga axial ( $F_i$ ) imposta ao parafuso com o torque de aperto ( $T$ ) aplicado. Esta relação está definida na equação J, onde ( $p$ ) é o passo do parafuso, ( $\mu_t$ ) o coeficiente de atrito da rosca do parafuso, ( $d_2$ ) o diâmetro médio do parafuso, ( $\mu_u$ ) o coeficiente de atrito sob a cabeça do parafuso e ( $D_{mu}$ ) o diâmetro médio do colar.

$$T = F_i(0,159p + 0,577\mu_t d_2 + 0,5\mu_u D_{mu}) \quad (J)$$

## MATERIAIS E MÉTODOS

Para o estudo foram utilizados parafusos M8 classe 8.8, comprimento de 60 mm, acabamento superficial enegrecido de têmpera, cabeça sextavada, rosca parcial de 22 mm, passo da rosca de 1,25mm e porca compatível de altura de 6,25mm. Duas arruelas com 1,3 mm de espessura foram utilizadas em cada montagem.

### Ensaio mecânicos

Cinco parafusos foram ensaiados para definição de suas propriedades de tração de acordo com o estabelecido na norma ISO 898-1 <sup>(11)</sup>. A finalidade do teste foi obter as propriedades do material para ajudar a definir o torque de pré carga.

Foi fabricado um dispositivo para aplicar o carregamento axial cíclico, para realização dos ensaios de fadiga. O dispositivo é composto por quatro partes, dois fixadores e dois discos como mostrado na figura 1. Os dois discos tem a função dos membros na junta parafusada.

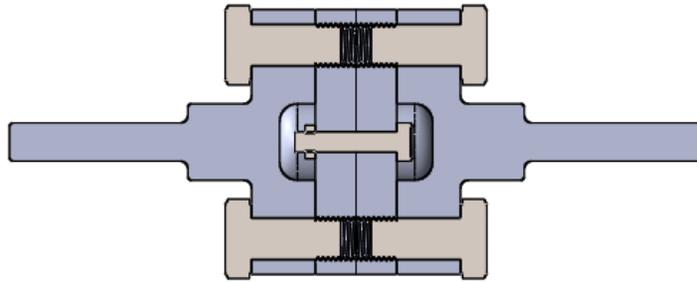


Figura 1 - dispositivo para realização dos ensaios de resistência à fadiga

Todos os componentes do dispositivo fabricados tiveram sua geometria verificada em máquina de medição tridimensional (Mitutoyo Crysta-Plus M574). Foi verificado o paralelismo das superfícies bem como os ângulos entre os furos e as superfícies. Este controle foi realizado para garantir tensão axial.

Os ensaios de fadiga foram realizados em máquina servo hidráulica (MTS Landmark 370.10). A carga externa foi senoidal, frequência de 30 Hz e razão de carregamento  $R=0,1$ . Os ensaios foram realizados conforme norma ISO 3800 <sup>(12)</sup>.

Os parafusos tiveram seu comprimento inicial medido com um medidor de altura digital (resolução de 0,01). Cada parafuso foi montado no dispositivo e então foi aplicado um torque equivalente a 90% da tensão de escoamento. Após o torque, cada parafuso teve seu comprimento novamente medido para se obter a deformação.

Para a construção da curva de Wohler foi utilizado o método de teste combinado. Pelo menos dois parafusos foram testados em quatro níveis de tensão para obter a parte inclinada da curva. O desvio padrão da parte inclinada do diagrama forneceu o tamanho do degrau (*step size*) para definição do limite de resistência à fadiga. A curva gerada através deste método assume uma probabilidade de falha de 50%. Desta forma, foram testados 14 parafusos, sendo que 4 deles não experimentaram falha após 2 milhões de ciclos.

Uma vez feita a curva de resistência à fadiga, o resultado encontrado foi comparado com os resultados obtidos por DA SILVA <sup>(4)</sup>. Em seu estudo, foram feitos ensaios de resistência à fadiga em parafusos M6 de três diferentes comprimentos, 40 mm, 60 mm e 80 mm, com cabeça sextavada comprimento de rosca de 18 mm, passo 1 mm. Os ensaios foram feitos em dispositivo similar ao utilizado no presente trabalho, e

a pré carga de aperto utilizada foi equivalente a 91% da tensão de escoamento do parafuso.

## RESULTADOS

### Ensaio mecânicos

A tensão de escoamento (*offset yield strength*) foi obtida para uma deformação de 0,2% (figura 2). Este procedimento foi utilizado nos dados gerados dos cinco ensaios de tração, e foi obtida a tensão de escoamento média de 866 MPa (desvio padrão de 19 MPa).

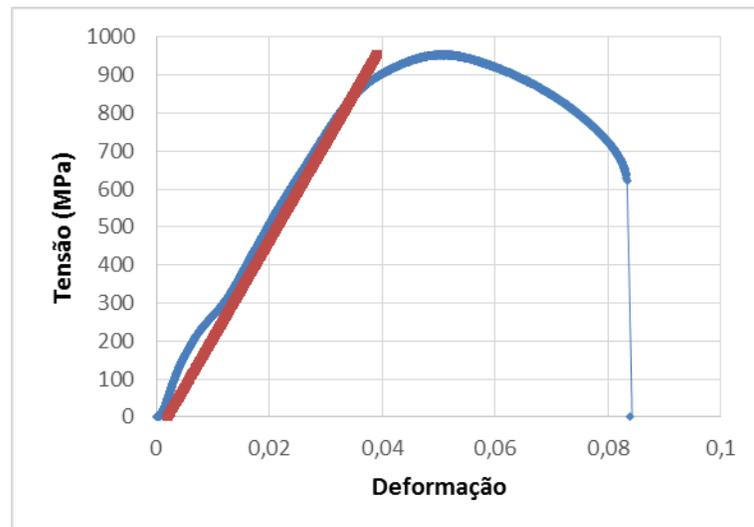


Figura 2 - tensão x deformação indicando o limite de escoamento

O resultado encontrado para tensão de escoamento está de acordo com o estabelecido na norma ISO 898-1 <sup>(11)</sup> para parafusos classe 8.8.

Nos ensaios de fadiga foi aplicada a deformação de 0,185 mm. Esses resultados foram obtidos assumindo uma pré carga de 37,18 kN, o que corresponde a tensão axial de 779 MPa, ou 90% da tensão de escoamento média encontrada nos testes de resistência à tração dos parafusos.

A figura 3 mostra a curva de resistência à fadiga da junta parafusada. A carga máxima cíclica externa que produziu o limite de resistência para  $N = 2 \times 10^6$  ciclos foi, respectivamente, 20,97 kN (572,91 MPa). Todas as fraturas ocorreram no primeiro filete carregado.

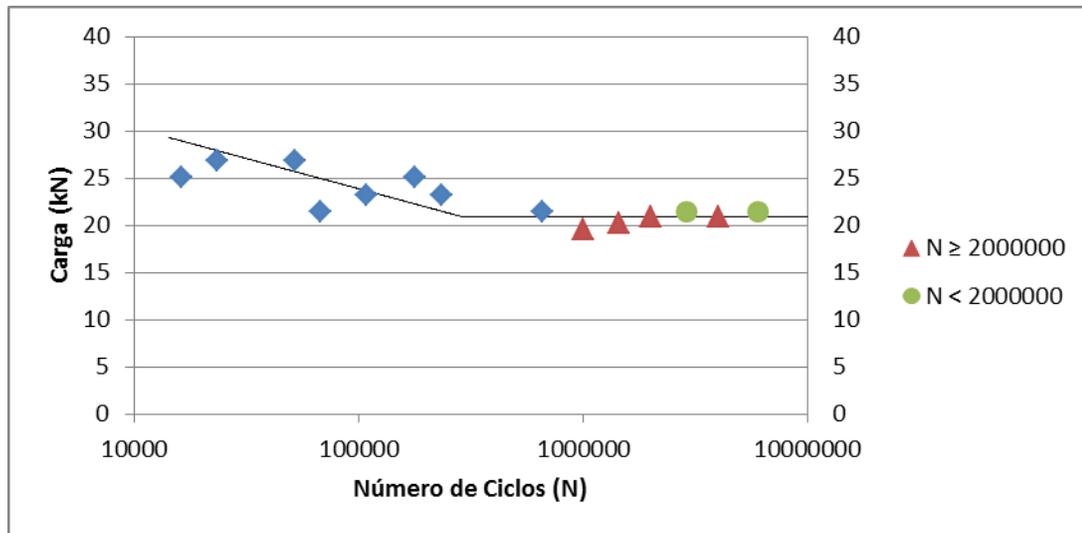


Figura 3 - Curva SN para o parafuso M8 classe 8.8 com 60 mm de comprimento

### Cálculos

Para realização dos ensaios de fadiga foi necessário calcular qual o torque e enlotação de pré carga correspondente a 90% da tensão de escoamento. Os cálculos foram realizados utilizando a equação J. O passo do parafuso ( $p$ ), o diâmetro médio do parafuso ( $d_2$ ) e o diâmetro médio do colar ( $D_{mu}$ ) são valores tabelados <sup>(13,14)</sup>. Já os coeficientes de atrito da rosca do parafuso ( $\mu_t$ ) e sob a cabeça do parafuso ( $\mu_u$ ) foram estimados. Foi aplicado um torque de 37 Nm no parafuso com torquímetro. A deformação do parafuso foi medida, e através da equação A calculou-se o valor da pré-carga axial imposta ao parafuso ( $F_i$ ). Assim os valores dos coeficientes de atrito ( $\mu_t$ ) e ( $\mu_u$ ) foram estimados para corresponder ao valor do torque de 37 Nm aplicado.

A figura 4 mostra o limite de resistência à fadiga dos resultados obtidos por DA SILVA <sup>(4)</sup> e o limite de resistência à fadiga do ensaio realizado neste trabalho versus o comprimento de cada parafuso dividido pelo seu diâmetro nominal ( $d$ ).

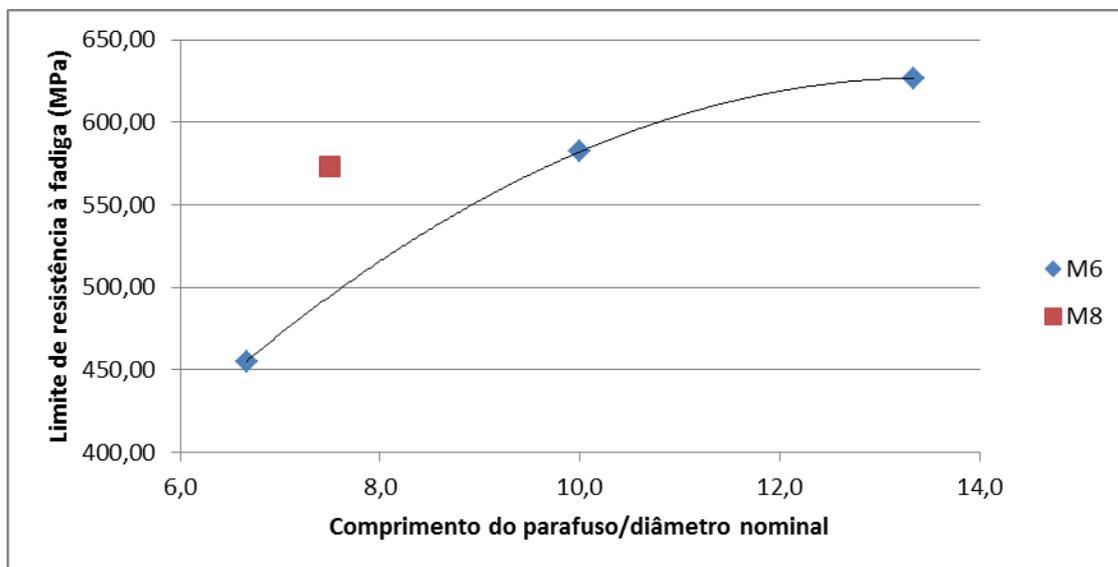


Figura 4 - variação do limite de resistência à fadiga com o coeficiente comprimento do parafuso/diâmetro nominal

## DISCUSSÃO

O presente estudo tem o objetivo de comparar a relação entre o limite de resistência à fadiga de um parafuso M8 com os resultados obtidos por DA SILVA <sup>(4)</sup> para parafusos M6. Os parafusos foram torqueados com praticamente a mesma pré-carga e submetidos a carregamento cíclicos. Desta forma foi gerado um gráfico correlacionando o limite de resistência à fadiga com um parâmetro adimensional comprimento do parafuso/diâmetro nominal do parafuso (figura 4).

Foi utilizado um dispositivo para padronizar a geometria da junta parafusada, a fim de evitar influência de efeitos como atrito entre as partes e a variação do volume de material da junta parafusada.

Como evidenciado na figura 4, o limite de resistência à fadiga dos parafusos M6 foi maior para maiores comprimentos de parafusos, porém a inclinação da curva indica que o limite de resistência à fadiga tende a se estabilizar para parafusos de maiores comprimentos.

O carregamento cíclico externo depende do fator de carregamento e da parte do carregamento cíclico que é imposta ao parafuso. O fator de carregamento, por sua vez, depende das dimensões dos elementos da junta. Desta forma, de acordo com a teoria elástica linear, é possível o aumento tanto do carregamento cíclico externo como da

amplitude da tensão do parafuso, ao mesmo tempo, para diferentes comprimentos de parafuso. Isto indica que juntas parafusadas com parafusos de diferentes comprimentos, mesmo se tiverem geometria similares, devem ser tratados como projetos distintos.

Por fim, o projeto de uma junta parafusada pode ser avaliado pelo carregamento externo cíclico que a junta suporta. A figura 4 mostra que, aumentando o comprimento do parafuso, tem-se um aumento do desempenho em fadiga da junta.

Porém quando se analisa o ponto referente ao parafuso M8, era de se esperar que ele fosse bem próximo a curva gerada pelos três parafusos M6 uma vez que a pré carga aplicada e o dispositivo utilizado para aplicação dos carregamentos cíclicos são similares. Um fator que pode explicar essa diferença é o comprimento da rosca dos parafusos, os parafusos M6 possuem comprimento de rosca de 18 mm, enquanto que os M8 tem um comprimento de rosca de 22 mm. Esse maior comprimento não rosqueado acarreta uma maior resiliência do parafuso, o que pode gerar essa distância da linha.

Apenas uma curva de resistência à fadiga do parafuso M8 foi gerada, o que representa um ponto na figura 4. É provável que a inclinação da curva dos parafusos M8 seja similar a inclinação dos parafusos M6. São necessários mais ensaios de fadiga em parafusos M8 de diferentes comprimentos para uma melhor avaliação e comparação.

## **CONCLUSÃO**

Juntas parafusadas de parafusos com diferentes comprimentos devem ser considerados como projetos distintos, mesmo se a juntas tiverem geometrias similares.

Outro ponto é que mesmo para parafusos de comprimentos parecidos, outros fatores geométricos podem influenciar no limite de resistência à fadiga da junta parafusada, como por exemplo, o comprimento da parte rosqueada do parafuso. Mais testes devem ser realizados para verificar se a inclinação da curva dos parafusos M6 se repete para parafusos M8.

## REFERÊNCIAS

- [1] Griza S., Bertoni F., Zanon G., Reguly A., Strohaecker T.R., Fatigue in engine connecting rod bolt due to forming laps, *Engineering Failure Analysis* 16 (2009) 1542–1548.
- [2] Griza S, Andrade C. E., Batista W. W., Tentardini E. K., Strohaecker T. R., Case study of Ti6Al4V pedicle screw failures due to geometric and microstructural aspects, *Engineering Failure Analysis* 25 (2012) 133–143.
- [3] Sandro Griza, Marcio Erick Gomes da Silva, Silvando Vieira dos Santos, Everton Pizzio, Telmo Roberto Strohaecker, The effect of bolt length in the fatigue strength of M24x3 bolt studs, *Engineering Failure Analysis* 34 (2013) 397–406.
- [4] DA SILVA, M.E.G., Efeito do Comprimento do Parafuso e da Rigidez da união no Limite de Fadiga de Uniões Parafusadas. Dissertação de M.Sc., UFS, São Cristovão, SE, Brasil, 2013
- [5] Shigley JE, Mischke CR. *Mechanical engineering design*. 6th ed. McGraw Hill; 2001.
- [6] Bickford JH. *The handbook of bolts and bolted joints*. Hardback edition. Dekker;1998.
- [7] Williams, J.G., Anley, R.E., Nash, D.H., Gray T.G.F., “Analysis of externally loaded bolted joints: Analytical, computational and experimental study”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 86, pp. 420-427, 2009.
- [8] Wileman, J.; Choudhury, M.; Green I. Computation of Member Stiffness in Bolted Connections, *Journal of Mechanical Design*, vol. 113, 1991.
- [9] CROCCOLO, D., AGOSTINIS, M., VINCENZI, N., “A contribution to the selection and calculation of screws in high duty bolted joints,” *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 96-97, pp. 38-48, 2012.
- [10] VDI Handbuch Konstruktion 2230. Systematic calculation of high duty bolted joints – joints with one cylindrical bolt; 2001.

[11] 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.

[12] ISO 3800. Threaded fasteners - Axial load fatigue testing - Test methods and evaluation of results, 1993.

[13] BUDYNAS, R.G., NISBETT, J.K., *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 9 ed. New York: McGraw-Hill, 2011.

[14] BS 4190, *ISO metric black hexagon bolts, screws and nuts – Specification*, 2001.

[16] 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.

[17] 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.

[18] D. Croccolo, M. De Agostinis, N. Vincenzi, Failure analysis of bolted joints: Effect of friction coefficients in torque–preloading relationship, *Engineering Failure Analysis* 18 (2011) 364–373,

[19] Lehnhoff, T. F.; Wistehuff, W. E. Nonlinear Effects on the Stiffness of Bolted Joints, *Journal of Pressure Vessel Technology*, v. 118, 1996.

[20] Lehnhoff, T.F., Bunyard, B.A, “Effects of bolt threads on the stiffness of bolted joints”, *Journal of Pressure Vessel Technology*, ASME 2001; v. 123, pp. 161–165, 2001.

## **ANALYSIS OF THE ENDURANCE LIMIT OF TIGHTENED BOLTED JOINTS**

### **ABSTRACT**

*In this study were conducted endurance tests in bolted joints to plot a Wohler curve. The bolt test was the M8, class 8.8 and 60 mm long. A device was machined to support cyclic axial load to carry on the endurance tests. The device is composed by four pieces, twos holders and two discs. The discs act as the joint members. Tensile tests were made on the bolts with the purpose of establishing its mechanical properties. For the execution of the endurance tests, it was applied a pre load equal to 90% of the yield strength. Then, the obtained endurance limit was compared with results achieved in similar studies.*

Key-words: fatigue; bolted joint; resilience