

# ESTUDO DE FADIGA DE UNIÕES PARAFUSADAS\*

Everton Pizzio<sup>1</sup>  
Guilherme Vieira Braga Lemos<sup>2</sup>  
Telmo Roberto Strohaecker<sup>3</sup>

## Resumo

Parafusos utilizados para fixação de partes submetidos a carregamentos cíclicos estão sujeitos a falhas por fadiga. No estudo do conjunto carcaça/corrediça de um compressor fixado por parafusos prisioneiros - ISO M24x3, que fixam o flange da corrediça falharam prematuramente por fadiga. O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia para otimizar o desempenho em fadiga do conjunto parafusado. Para tanto, foram realizados ensaios de fadiga visando o melhor processo de fabricação no desempenho em fadiga. Observou-se que o processo de laminação da rosca seguido de tratamento térmico é o mais adequado para o caso em estudo. A conclusão principal foi que a configuração atual de união do flange com a carcaça, resulta num baixo índice de aperto que é verificado através das cargas máximas que são transferidas diretamente ao parafuso e que aumentando o comprimento do parafuso através da inserção de uma bucha extensora, aumenta a vida em fadiga

**Palavras-chave:** Vida em fadiga; Parafusos prisioneiros; Processo de fabricação; Desempenho em fadiga.

## FATIGUE STUDY OF BOLT JOINTS

### Abstract

Screws used for fixation of parts subjected to cyclic loads, are subject to fatigue failure. In the study of all housing / slide of a compressor fixed by studs - ISO M24x3, which secure the flange slide fail prematurely due to fatigue. This work aims to develop a methodology to optimize the fatigue performance of bolted together. In the first phase tests were done in the same size screws, but classes and different manufacturing processes, in order to better evaluate the manufacturing process in the fatigue performance. It was observed that the thread rolling process followed by heat treatment is most appropriate for the case study. The main conclusion was that the current configuration of the flange union with the carcass, resulting in a low level of grip that is verified through the maximum loads that are transferred directly to the screw and that increasing the length of the screw by inserting a sleeve extension, increases fatigue life.

**Keywords:** Fatigue life; Prisoner screw; Manufacturing process; Performance fatigue.

<sup>1</sup> Engenharia Mecânica, Engenheiro, Doutorando, LAMEF/PPGE3M, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil.

<sup>2</sup> Engenharia Metalúrgica, Engenheiro, Doutorando, LAMEF/PPGE3M, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil.

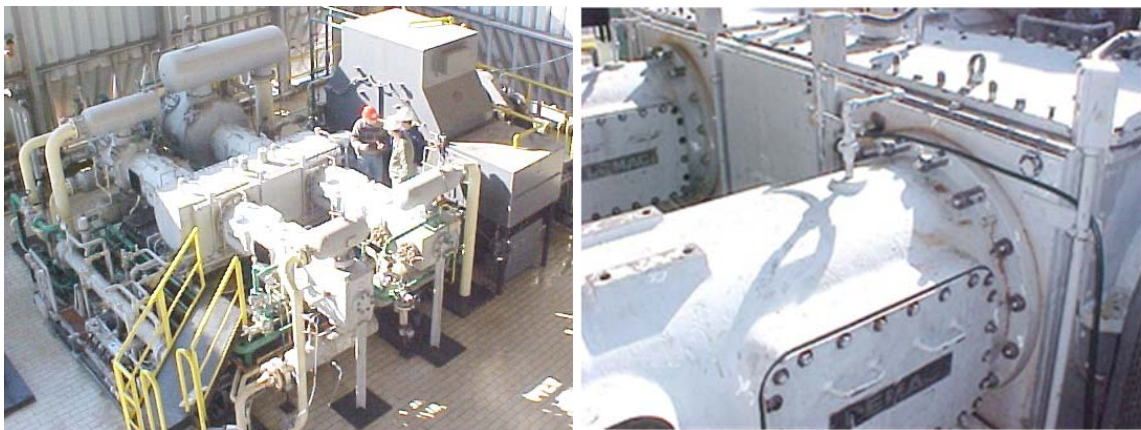
<sup>3</sup> Engenheiro Metalúrgico, Doutor, Professor Titular, LAMEF/PPGEM, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil.

## 1 INTRODUÇÃO

As uniões de partes através de parafusos talvez seja o método mais eficaz de fixação quando desmontagens são previstas. Os parafusos, além desta versatilidade, também facilitam a reposição quando da ocorrência de falhas em serviço.

Um dos maiores problemas encontrados é a complexidade da geometria dos filetes da rosca e grande concentração de tensão na raiz. Além disso, as uniões parafusadas sujeitas a carregamentos dinâmicos têm uma tendência ao afrouxamento [1, 2, 3, 4, 5, 6 e 9].

O estudo de caso apresentado neste trabalho relata uma abordagem prática de um problema de falhas prematuras por fadiga encontrada na indústria petroquímica que utiliza um pré-compressor (Figura 1) para gás no processamento de polimerização do polietileno. Segundo engenheiros de manutenção da indústria, as falhas ocorrem nos quatro parafusos posicionados da parte superior do flange e nos quatro inferiores. Nos parafusos laterais não há incidência de falhas.



**Figura 1.** Pré-compressor de quatro estágios identificando o modo de fixação do flange à carcaça através de parafusos prisioneiros.

Após a constatação de falhas prematuras por fadiga, engenheiros de manutenção entraram em contato com o fabricante do compressor que sugeriu aumentar o comprimento do parafuso. Para tal, uma bucha extensora foi projetada. Apenas os quatro parafusos superiores e quatro inferiores utilizaram a referida bucha. Após as modificações as falhas continuaram a ocorrer.

O presente trabalho desenvolve uma metodologia para otimização do desempenho em serviço dos elementos de fixação do conjunto carcaça/corrediça do estudo de caso analisado. Para tanto algumas etapas foram avaliadas ao longo do trabalho onde foram sugeridas alternativas para melhorias do ponto de vista de fadiga das conexões. A ênfase dada foi no torque de aperto em relação ao comprimento dos parafusos sob carregamentos cíclicos.

## 2 MATERIAIS E MÉTODOS

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

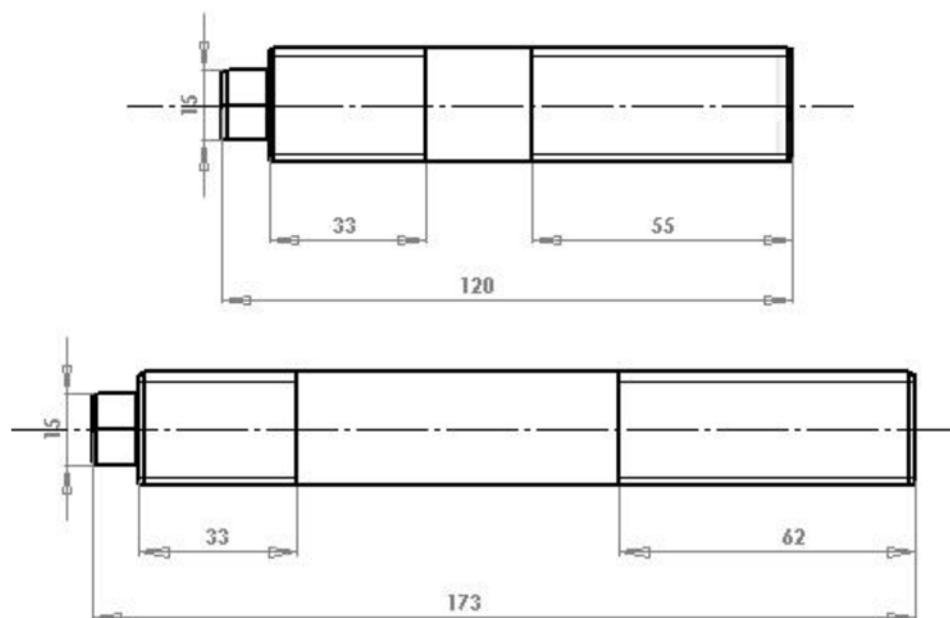
custo. Este trabalho procura reportar apenas os estudos de fadiga. A Figura 2 ilustra o conjunto carcaça corrediça em detalhe, identificando os parafusos em serviço.



**Figura 2.** Ilustração do conjunto carcaça/corrediça do pré-compressor representando a numeração escolhida para identificação dos parafusos.

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

Os parafusos selecionados para os ensaios são prisioneiros M24x3 classe 8.8 rosca laminada referenciados neste trabalho como curtos e longos. As devidas dimensões dos prisioneiros curtos e longos estão apresentadas na Figura 3. A porca utilizada para os ensaios foi a ISO M24x3 classe 8 com altura 19mm.



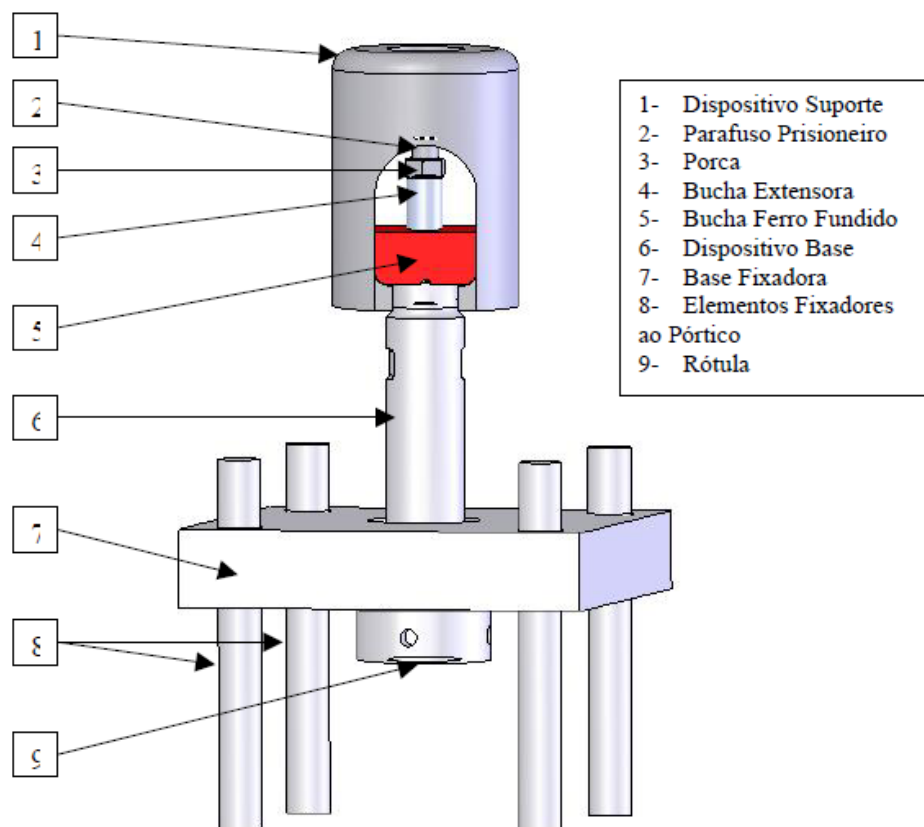
**Figura 3.** Dimensões em mm dos parafusos selecionados para os ensaios de fadiga.

## 2.1 O Dispositivo

O dispositivo foi desenvolvido com o objetivo de ensaiar o componente de forma que

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

A estrutura intermediária que atua como membro em compressão após o torque ser aplicado é a corrediça do compressor. A corrediça onde é apoiado o pistão do 1º estágio foi fabricado em ferro fundido cinzento DIN GG25, e possui uma espessura do flange de 50mm. Portanto, projetou-se uma bucha de ferro fundido cinzento GG25 com 50mm de espessura. As dimensões laterais garantem uma área maior do que o cone de rigidez com um ângulo de revolução de 30° [7, 8 e 9]. Para melhor visualização do dispositivo projetado para o ensaio, a montagem de todo o conjunto é ilustrada na Figura 4.



**Figura 4.** Ilustração da montagem do conjunto utilizado para ensaio de fadiga nos prisioneiros com o atuador de 1000kN.

### 3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1 Torque Aplicado 400Nm

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

apresentados na Tabela 1. Em uma única amostra foi aplicado um torque de 550Nm, longo 02, procurando observar o comportamento em fadiga com uma maior protensão de aperto. O torque foi selecionado ao acaso, sem referências com a literatura.

**Tabela 1.** Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos e longos com 400 Nm de torque aplicado.

Amostra	Ciclos	Carga [kN]	Protensão [MPa]	Varição [MPa]
C_01	174742	150	250	82
C_02	139263	150	146	--
L_01	394353	150	177	105
L_02*	994768	150	300	32

\* Torque aplicado: 550Nm

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

### 3.2 Torque Aplicado 710Nm

A maior parte dos ensaios realizados concentrou-se nesta faixa de torque. O torque foi calculado baseado nas teorias apresentadas por Shigley [9], e considerando os resultados iniciais dos ensaios apontando para uma melhoria do desempenho em fadiga da junta, foi dada maior atenção para esta faixa de torque.

Os primeiros testes realizados com este torque, aplicamos uma carga máxima de 150kN e razão de carregamento 0,1, tanto nos prisioneiros curtos como nos longos, dando continuidade ao procedimento adotado neste trabalho. A frequência de ensaio não foi mantida a mesma em todas as amostras devido às mudanças de cargas. Como já discutido anteriormente, a frequência do atuador depende da vazão da servo-válvula, sendo que cargas maiores, necessitam de maior vazão da servo-válvula aumentando o deslocamento do pistão e, desta forma, diminui a frequência do ensaio. Os resultados estão apresentados na Tabela 2.

**Tabela 2.** Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos e longos com 400 Nm de torque aplicado.

Amostra	Ciclos	Carga [kN]	Protensão [MPa]	Varição [MPa]
C_03	5155558	150	350	30
L_03*	2799666	150	308	11
L_04	6655556	150	410	10

\* Ocorreu ruptura do dispositivo.



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

Após alguns testes realizados, observamos que existe alguma diferença na vida em fadiga entre os prisioneiros curtos e longos. Os resultados para os prisioneiros longos estão apresentados na Tabela 3.

**Tabela 3.** Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros longos com 710 Nm de torque aplicado.

<b>Amostra</b>	<b>Ciclos</b>	<b>Carga [kN]</b>	<b>Protensão [MPa]</b>	<b>Varição [MPa]</b>
<b>L_05</b>	4585767	200	483	17
<b>L_06</b>	559678	190	418	--
<b>L_07*</b>	450885	240	421	65
<b>L_08</b>	631671	240	481	20
<b>L_10</b>	760109	220	--	--

\* Foi utilizada uma bucha extensora com maior rigidez.

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

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

Dado os resultados ainda insatisfatórios com cargas mais baixas, deu-se continuação aos ensaios com elevadas cargas, superiores a 50% do limite de resistência do parafuso. Os resultados dos prisioneiros curtos submetidos ao torque calculado de 710Nm estão apresentados na Tabela 4.

**Tabela 4.** Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos com 710 Nm de torque aplicado.

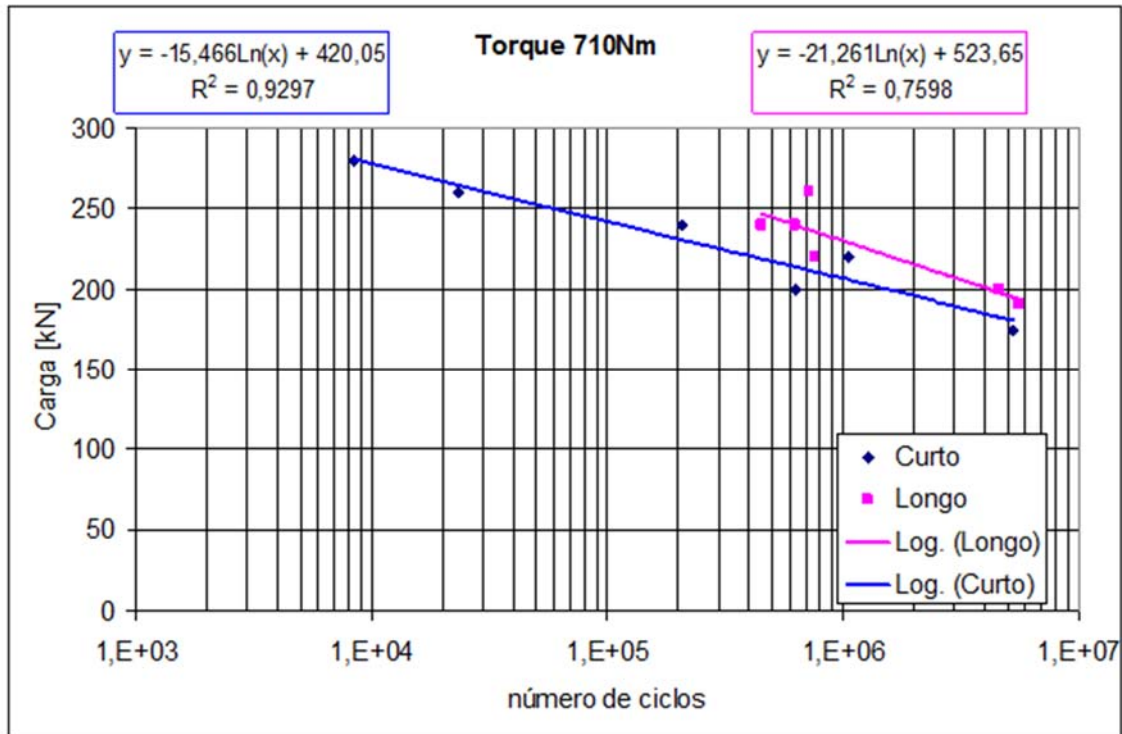
<b>Amostra</b>	<b>Ciclos</b>	<b>Carga [kN]</b>	<b>Protensão [MPa]</b>	<b>Varição [MPa]</b>
<b>C_04</b>	629254	200	407	--
<b>C_05</b>	5267298	175	433	20
<b>C_06*</b>	4652002	200	507	22
<b>C_07</b>	207875	240	378	99
<b>C_08</b>	1051216	220	--	--

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

Todas as amostras romperam no primeiro filete carregado da extremidade prisioneira, com exceção das amostras curto 05 e 06 que não romperam. A partir da amostra curto 08 não foram mais avaliadas a protensão e variação de tensão durante o ensaio. Em uma única amostra, o prisioneiro curto 06, foi aplicado um torque de 800Nm objetivando verificar os benefícios de altas protensões de aperto na vida em fadiga de uniões parafusadas.

### 3.5 Quadro Geral dos Resultados

Definida a faixa de aperto satisfatória para os prisioneiros M24 classe 8.8 rosca laminada, analisamos então o comportamento em fadiga em relação ao comprimento do parafuso, objetivando otimizar o sistema de fixação da corredeira do compressor em estudo. Para tal, traçamos a curva de Wöhler para as duas situações. Os resultados estão apresentados na Figura 5. As amostras que atingiram 5 milhões de ciclos tiveram os ensaios interrompidos.



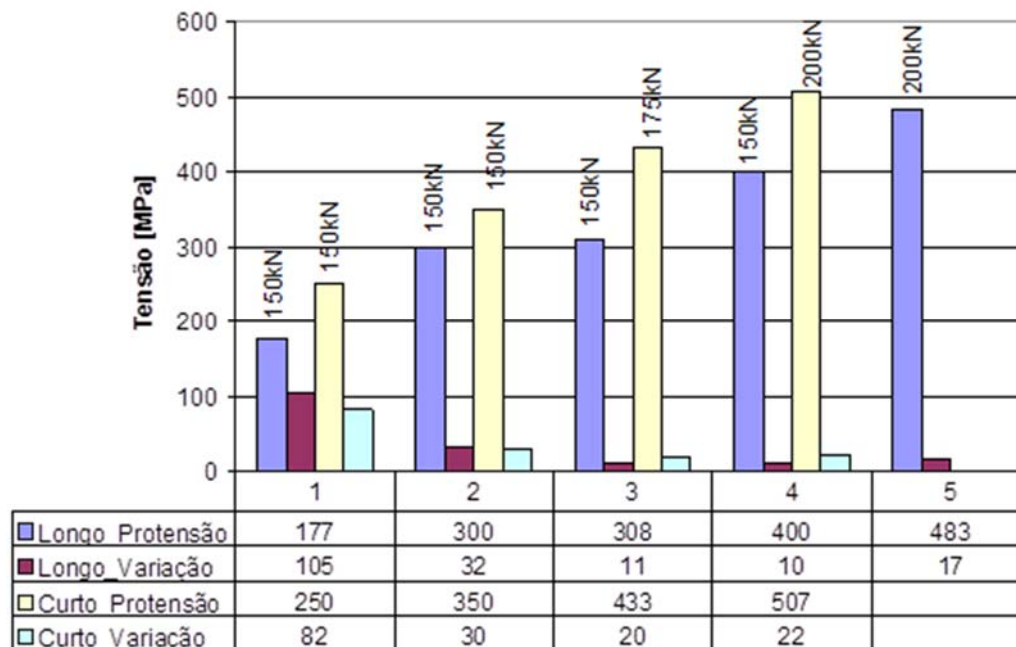
**Figura 5.** Curvas de Wöhler apresentando os resultados referentes aos prisioneiros curtos e longos com torque aplicado de 710 Nm.

Conforme análise de falha realizada em um parafuso prisioneiro com rosca usinada, o componente rompeu por fadiga, nucleada em escamas no fundo do primeiro filete carregado originadas por processo de usinagem grosseiro. O parafuso não apresentava tratamento térmico, o que não está de acordo com especificações para parafusos classe 8.8. Uma sugestão para melhoria do componente foi a realização de laminação da rosca posteriormente ao tratamento térmico, o qual foi avaliado em ensaios em laboratório [7, 8 e 9]. As falhas continuaram a ocorrer mesmo com tal modificação, conforme foi evidenciada um caso de falha por fadiga em um prisioneiro longo sob tais condições sugeridas.

No caso estudado, verificou-se que o fabricante do compressor projetou o sistema de conexão do flange à carcaça através de uma união parafusada, a qual referencia apoiar-se na teoria de aplicação de um torque que induza uma pré-carga de 70% do limite de escoamento para parafusos selecionados classe 8.8. Utilizando valores de tabelas padronizadas e aplicando tal teoria na qual o fabricante se apoia, chegamos a um valor de 780Nm. O fabricante do compressor recomenda em suas especificações técnicas um torque de 400Nm, o qual é usado em serviço. Após este fato ser observado, estudamos uma faixa de aperto para parafusos classe 8.8 considerando solicitações dinâmicas. A teoria na qual nos apoiamos é apresentada por Shigley [9], o qual referencia que para fadiga, existe um valor limite ideal para pré-carga. A protensão de aperto ideal deve ser de 60% da resistência de prova do parafuso para carregamentos cíclicos. Apoiado nesta teoria, definimos a faixa de aperto ideal para o caso dos prisioneiros selecionados M24 classe 8.8 rosca laminada pós tratamento térmico em 710Nm.

Definida a faixa de aperto, realizaram-se ensaios em laboratório para avaliar o desempenho em fadiga de uma conexão com características semelhantes às do flange do compressor. Alguns ensaios foram realizados com a faixa de aperto recomendada pelo fabricante do compressor. Os resultados apresentaram uma

dispersão para os valores de pré-carga em todos os casos. Observou-se que com o torque de 400Nm a variação de tensão para uma mesma carga externa aplicada é muito maior do que no caso de aplicarmos 710Nm. Utilizando apenas os valores de protensão medidos através dos *strain gauges*, traçamos uma curva comparativa da variação de tensão e protensão de aperto, conforme Figura 6.



**Figura 6** - Gráfico apresentando a influência de adequadas protensões de aperto na diminuição da amplitude de tensão sustentado pelo parafuso. Carga externa aplicada de 150kN, exceto para as amostras identificadas na figura.

## 4 CONCLUSÕES

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

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

## Agradecimentos

A UFRGS, onde tive a oportunidade e infraestrutura para a realização deste trabalho. Ao Engenheiro Giuseppe Fennochio / Petroquímica Triunfo, pela sua disponibilidade de recursos e tempo para o desenvolvimento das inúmeras tarefas desempenhadas no ambiente industrial.



## REFERÊNCIAS

- 1 ABNT PB-50. Furos de Passagem para Parafusos e Peças Roscadas Similares – Dimensões. Março de 1990.
- 2 ABNT EB-168. Propriedades Mecânicas de Elementos de Fixação - Parafusos e Prisioneiros. Julho de 1985.
- 3 ASTM A370. Standard Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products. Book of Standards Volume: 01.03.
- 4 Albuquerque, Olavo A. L. Pires e. Elementos de Máquinas. Rio de Janeiro. 1982.
- 5 Buda J., Why Bolts Fail, Machine Design, Edited by Stephane Muraski Johnson, 1994.
- 6 Fukuoka T., Takaki T., Mechanical Behaviors of Bolted Joints in Various Clamping Configurations, Journal of Pressure Vessel, Vol. 120, 1998.
- 7 Lehnhoff T. F., Wistehuff W. E.. Nonlinear Effects on the Stiffness of Bolted Joints. Journal of Pressure Vessel Technology; Vol. 118, pp. 48-53. February 1996.
- 8 Lehnhoff T. F., Wistehuff W. E.. Nonlinear Effects on the Stresses and Deformation of Bolted Joints. Journal of Pressure Vessel Technology; Vol. 118, pp. 54-58. February 1996.
- 9 Shigley J. E., Mischke C. R., Mechanical Engineering Design, 6th edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 2001.