

# AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE UNIÕES PARAFUSADAS – ESTUDO DE CASO<sup>1</sup>

Mateus da Rosa Moro<sup>2</sup>  
Everton Pizzio<sup>3</sup>  
Telmo Roberto Strohaecker<sup>4</sup>

## Resumo

Parafusos utilizados para fixação de partes submetidos a carregamentos cíclicos, estão sujeitos à falhas por fadiga. No estudo do conjunto carcaça/corrediça de um compressor fixado por parafusos prisioneiros - ISO M24x3, que fixam o flange da corrediça falham prematuramente por fadiga. O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia para otimizar o desempenho em fadiga do conjunto parafusado. Na primeira fase foram realizados ensaios em parafusos de mesmas dimensões, porém de classes e processos de fabricação diferentes, para poder-se avaliar o melhor processo de fabricação no desempenho em fadiga. Observou-se que o processo de laminação da rosca seguido de tratamento térmico é o mais adequado para o caso em estudo. Após instrumentaram-se os prisioneiros utilizando strain gauges com os componentes em condições de serviço, para avaliar a deformação dos parafusos desde a aplicação do torque de aperto durante a montagem e acionamento do compressor até a operação em sua carga máxima. Apesar dos parafusos estarem submetidos à cargas dentro do regime de segurança, apresentam dispersão da pré-carga e baixa protensão de aperto. A conclusão principal foi que na configuração atual de união do flange com a carcaça, resulta num baixo índice de aperto que é verificado através das cargas máximas que são transferidas diretamente ao parafuso 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.

## EVALUATION OF FATIGUE LIFE OF UNIONS SCREWS - A CASE STUDY

### 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. The objective is 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. After instrument-prisoners using strain gauges with the components in service conditions, to evaluate the deformation of the screws from the application of tightening torque during assembly and drive the compressor to operation at full load. Although the screws are subjected to loads within the system of security, present dispersion of pre-load and low clamping prestress. 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.

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

<sup>1</sup> *Contribuição Técnica ao 67º Congresso da Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais – Rio de Janeiro – RJ - Brasil*

<sup>2</sup> *Mestrando, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalurgia e Materiais (PPGEM) - UFRGS.*

<sup>3</sup> *Doutorando, (PPGEM) - UFRGS.*

<sup>4</sup> *Professor, (PPGEM) – UFRGS*

## 1 INTRODUÇÃO

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

Um dos maiores problemas encontrado é a complexidade da geometria dos filetes da rosca e grande concentração de tensão na raiz. Além disso, as uniões parafusadas sujeitas à carregamentos dinâmicos têm uma tendência ao afrouxamento.

O estudo de caso apresentado neste trabalho, relata uma abordagem prática de um problema de falhas prematuras por fadiga encontrado 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 freqüência de falhas.



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

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

O presente trabalho desenvolve uma metodologia para otimização do desempenho em serviço dos elementos de fixação do conjunto carcaça/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, apresentar-se-á a influência do torque de aperto em relação ao comprimento dos parafusos sob carregamentos cíclicos.

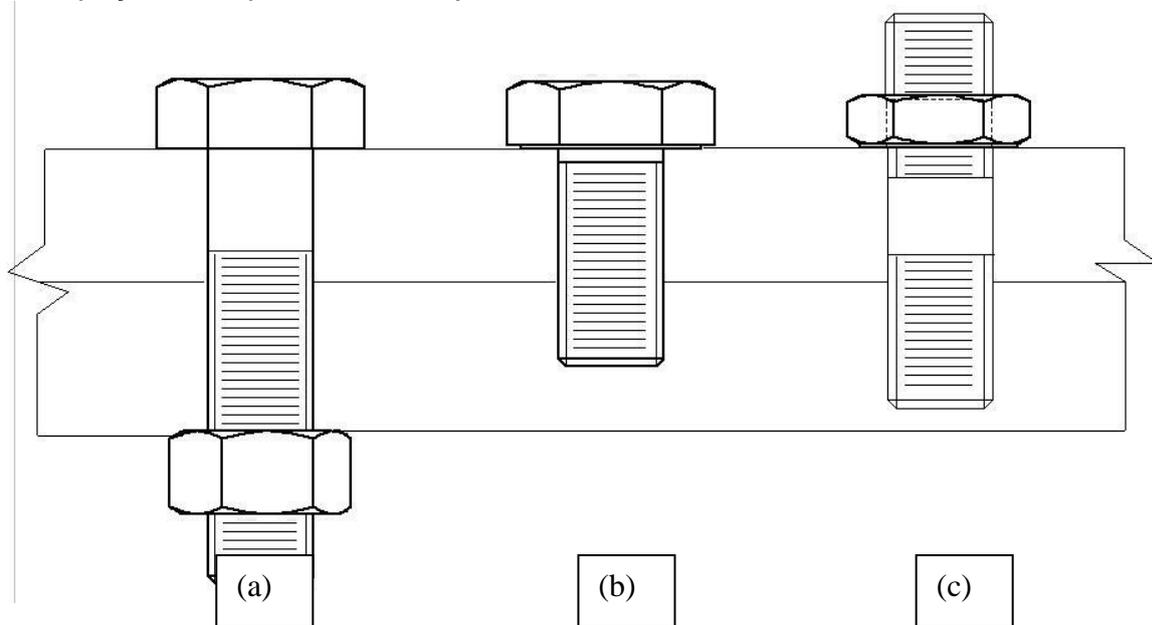
### 1.1 Revisão Bibliográfica

#### 1.1.1 O parafuso

Entre as diferentes classes de fixadores temos o parafuso, o qual apresenta as subcategorias parafuso e porca (*bolt and nut*), parafuso com porca prisioneira (*cap screw or tap bolt*) e parafuso prisioneiro (*stud*). Na maioria dos casos, os parafusos passam através de um furo das partes a serem unidas e são conectados com uma porca (Figura 2). A norma brasileira ABNT PB-50 especifica os diâmetros

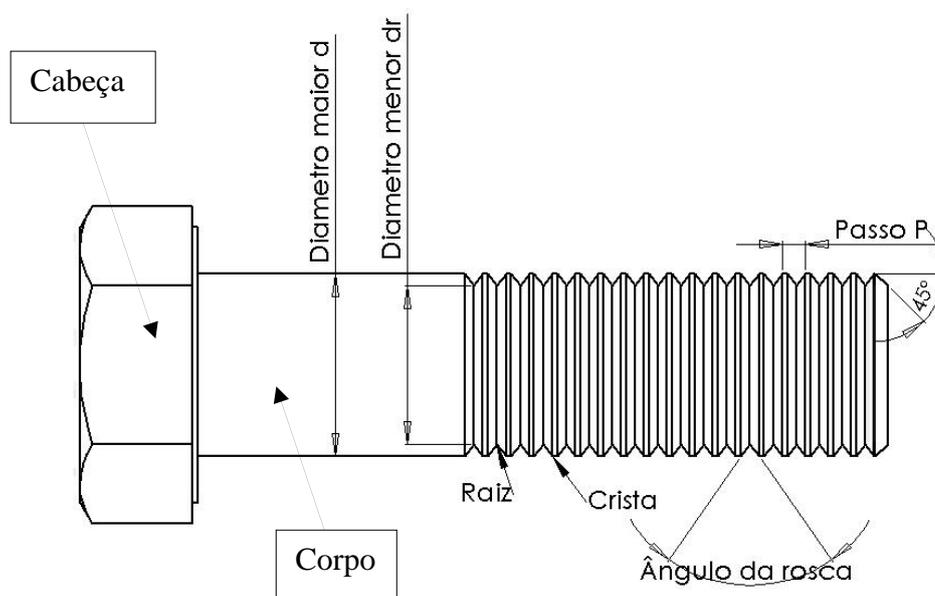
dos furos de passagem dos parafusos. O tipo do parafuso vai depender das características de montagem da junção. Quando fazemos rosca em um dos elementos a serem unidos temos o parafuso com porca prisioneira, sendo este utilizado quando não há desmontagens freqüentes da junta. O parafuso prisioneiro tem rosca em ambas extremidades, onde um dos lados fica na maioria das vezes permanente na estrutura, daí o termo prisioneiro (Figura 2).

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



**Figura 0** - Tipos de parafusos. (a) Parafuso e porca (*bolt*). (b) Parafuso com porca prisioneira (*cap screw*). (c) Parafuso prisioneiro (*stud*).

Quase todos os livros de projeto mecânico tem uma enorme quantidade de informações sobre o parafuso e a geometria da rosca com suas devidas características. Para melhor estudo, consideramos as dimensões mais importantes padronizando-as conforme Figura 3.



**Figura 3** - Padronização da nomenclatura das dimensões de parafusos.

## 1.2 Falhas Típicas em Uniões Parafusadas

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

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

### 1.2.1 Falha por fadiga em parafusos

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

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

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

As fraturas nos parafusos ocorrem em três regiões distintas, segundo Fukuoka e Takaki (1998). O raio do primeiro filete é o lugar previsto inclusive em normas de ensaios e abrange cerca de 65% dos casos de falha. A distribuição e a concentração de tensões favorece este ponto. Rupturas na saída da rosca ocorrem em 20 % dos casos. Fraturas no raio entre a cabeça e a haste determinam a falha de fabricação em cerca de 15 % dos casos.

## 2 MATERIAL E MÉTODOS

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

Inicialmente foi realizada análises de falha do componente em serviço, assim descartando novos procedimentos inúteis se constatada a ocorrência de uma falha de fácil reparo. Em uma etapa seguinte, foi realizada a avaliação do processo de fabricação do parafuso em relação à resistência à fadiga, procurando uma relação custo/benefício que aumente a vida em fadiga dos parafusos.

Em virtude de suspeitas de que elevados picos de tensões estejam sendo aplicadas em campo, análises com extensômetros de resistência elétrica foram realizadas com o equipamento em condições de serviço.

Em fim, foi dada continuidade aos ensaios nos prisioneiros em laboratório visando a variação do torque de aperto no estudo da vida em fadiga do componente.

### 2.1 Análise de Falha do Componente em Serviço

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

### 2.2 Análise dos Esforços do Parafuso em Serviço

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

Foi feito o monitoramento das deformações em quatro parafusos (2, 7, 15 e 16), conforme Figura 4. Os parafusos são numerados de 1 à 16 no sentido horário. Os pontos 2, 15 e 16 localizam-se na porção superior da câmara de compressão e foram apontados como sendo os mais susceptíveis a ocorrência de falhas. Para efeito comparativo foi escolhido, também, o ponto 7 localizado na posição inferior da câmara.



**Figura 4** - Ilustração do conjunto carcaça/corrediça do pré-compressor representando a numeração escolhida para identificação dos parafusos.

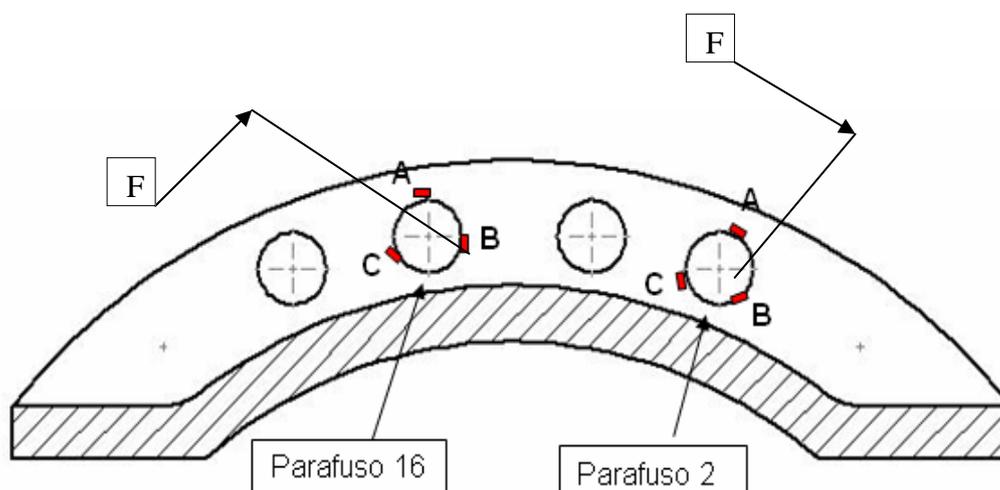
A instrumentação foi feita com *strain gauges* uniaxiais colados no corpo dos parafusos e orientados na direção longitudinal. Foi feito um furo na parede das buchas para permitir a instrumentação dos parafusos (Figura 5).



**Figura 5** - Detalhe da instrumentação dos parafusos. Os extensômetros foram colados na haste dos prisioneiros, logo abaixo da região dos filetes.

Para a aquisição dos dados utilizou-se um condicionador de sinais *Spider 8* da HBM, um microcomputador *laptop* e o software *Catman 4.0*

O material utilizado para fabricação das buchas foi AISI 4340 temperado e revenido com dureza de 35 HRc. A Figura 6 mostra um desenho esquemático da instrumentação dos parafusos e a identificação dos *strain gauges*.



**Figura 6** - Desenho esquemático mostrando o posicionamento dos *strain gauges* nos parafusos 2 e 16.

### 3 RESULTADOS

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

#### 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*, e visto os

resultados iniciais dos ensaios apontando para uma melhoria do desempenho em fadiga da junta, foi dada maior atenção para esta faixa de torque.

Os primeiros testes realizados com este torque, aplicamos uma carga máxima de 150kN, tanto nos prisioneiros curtos como nos longos, dando continuidade ao procedimento adotado neste trabalho. Agora foram ensaiados um prisioneiro curto e dois longos com esta carga. Os resultados estão apresentados na Tabela 2.

**Tabela 2-** Resultado dos ensaios realizados nos prisioneiros curtos e longos com 710 Nm de torque aplicado e 150kN de carga máxima aplicada

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

\* Ocorreu ruptura do dispositivo.

### 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

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

\* Foi utilizada uma bucha extensora com maior rigidez.

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

### 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 710Nm de torque aplicado

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

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

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

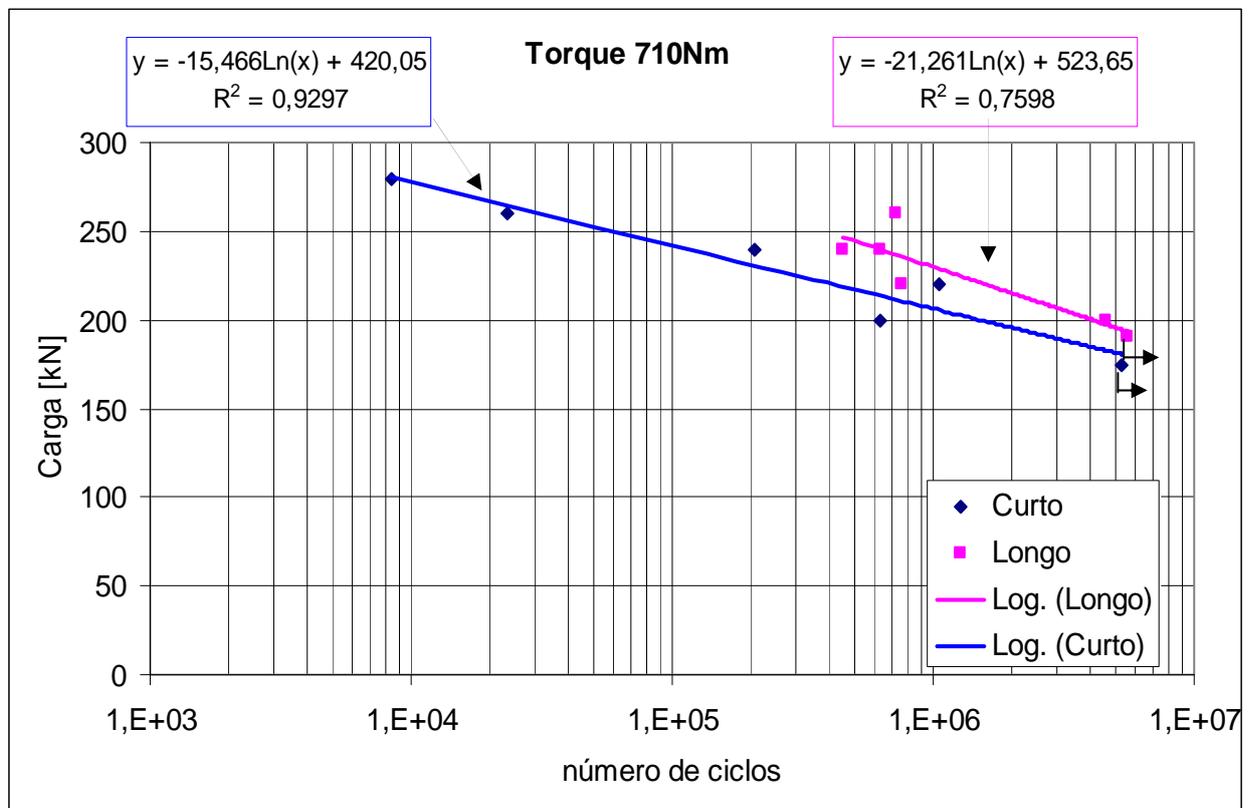
A partir da amostra curto 08 não foram mais avaliadas a protensão e variação de tensão durante o ensaio.

Uma única amostra, o prisioneiro curto 06, foi aplicado um torque de 800Nm objetivando verificar os benefícios de altas protensões de aperto na vida em fadiga de uniões parafusadas

### 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 7 e Tabela 5.

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



**Figura 7** - Curva de Wöhler apresentando os resultados referentes aos prisioneiros curtos e longos com torque aplicado de 710 Nm.

**Tabela 5-** Resultado referente aos ensaios de fadiga com torque aplicado de 710 Nm que entraram na curva de Wöhler

Amostra	Ciclos	Carga [KN]	Protensão [MPa]	Varição [MPa]	OBS
C_04	629254	200	407		
C_05	5267298	175	433	20	
C_07	207875	240	378	99	
C_08	1051216	220			
C_09	8474	280			
C_10	23536	260			
<b>Média</b>			<b>406,0</b>		
L_05	4585767	200	483	17	
L_06	5559678	190	418		
L_07	450885	240	421	65	Bucha robusta
L_08	631671	240	481	20	Bucha original
L_10	760109	220			
L_11	724543	260			
<b>Média</b>			<b>450,7</b>		

#### 4 DISCUSSÕES

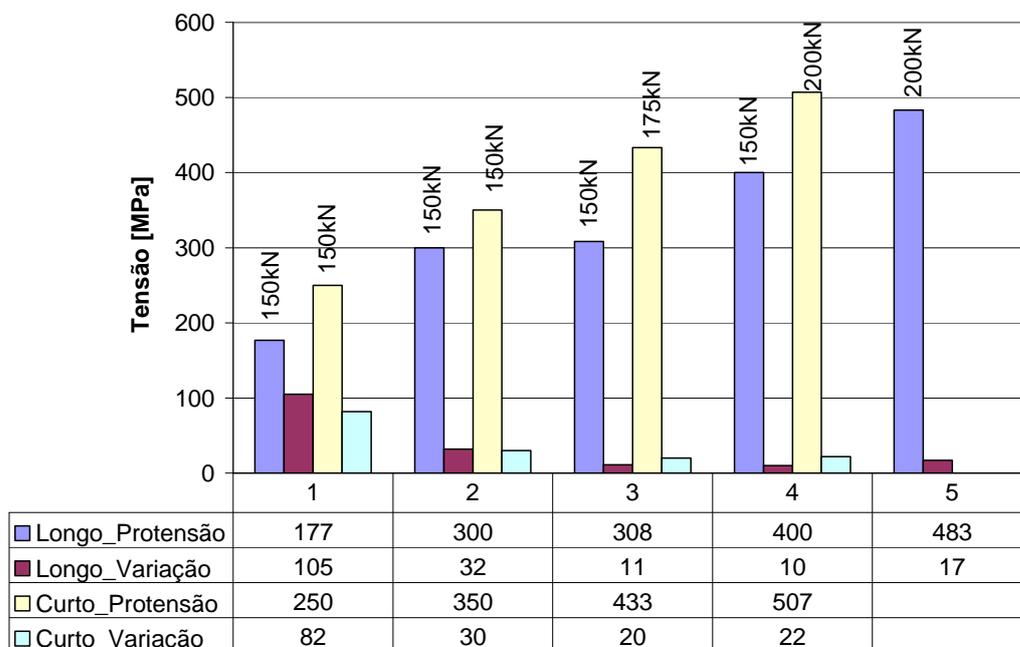
Conforme análise de falha realizada em um parafuso prisioneiro com rosca usinada, o componente rompeu por fadiga, nucleada em escamas no fundo do primeiro filete carregado originadas por processo de usinagem grosseiro. O parafuso não apresentava tratamento térmico, o que não está de acordo com especificações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

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

Apesar dos esforços estarem dentro da faixa de segurança de projeto, os parafusos continuaram rompendo por fadiga prematuramente, mesmo com as modificações realizadas no processo de fabricação da rosca e material do mesmo. No caso estudado, verificou-se que o fabricante do compressor projetou o sistema de conexão do flange à carcaça através de uma união parafusada, a qual referencia apoiar-se na teoria de aplicação de um torque que induza uma pré-carga de 70% do limite de escoamento para parafusos selecionados classe 8.8. Utilizando valores de tabelas padronizadas e aplicando tal teoria na qual o fabricante se apóia, chegamos

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

Definida a faixa de aperto, realizou-se ensaios em laboratório para avaliar o desempenho em fadiga de uma conexão com características semelhantes às do flange do compressor. Alguns ensaios foram realizados com a faixa de aperto recomendada pelo fabricante do compressor. Os resultados apresentaram uma dispersão para os valores de pré-carga em todos os casos. Observou-se que com o torque de 400Nm a variação de tensão para uma mesma carga externa aplicada é muito maior do que no caso de aplicarmos 710Nm. Utilizando apenas os valores de protensão medidos através dos *strain gauges*, traçamos uma curva comparativa da variação de tensão e protensão de aperto, conforme Figura 8.



**Figura 8** - 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.

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

Outro fato observado é que, se considerarmos projetos convencionais de uniões parafusadas, a inserção da bucha extensora ao parafuso longo reduz a

rigidez dos membros. Utilizando a teoria do cone de rigidez com ângulo de 30°, a rigidez da junta com bucha extensora e sem bucha são 1,17 MN/mm e 2,91 MN/mm, respectivamente. O aumento do comprimento entre as partes unidas diminui a rigidez dos membros [Lehnoff et al, 1996]. Isto faz com que uma maior carga seja transferida ao parafuso [Shigley e Mischke, 2001]. Estas afirmações contrapõem-se aos resultados dos ensaios apresentados neste trabalho.

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

A questão deste trabalho é que muitas variáveis são inseridas no desenvolvimento da metodologia proposta para otimização do conjunto carcaça/corrediça do pré-compressor estudado. A variação de tais parâmetros levam a prolongados períodos de tempo e altos custos de ensaios envolvidos. Desta forma, podemos chegar a conclusões satisfatórias do ponto de vista estatístico.

## 5 CONCLUSÕES

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

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 infra-estrutura para a realização deste trabalho, em especial ao Laboratório de Metalurgia Física pela disponibilidade de espaço e equipamentos.

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 Prisoneiros**. 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.