

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise de torque prevalente em juntas parafusadas com mecanismo de travamento

por

Gabriel Vendramin

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Junho de 2018



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

Análise de torque prevalente em juntas parafusadas com mecanismo de travamento

por

Gabriel Vendramin

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. José Antônio E. Mazzaferro

Comissão de Avaliação:

Prof. Patric Daniel Neis

Prof. Fabiano Disconzi Wildner

Prof. José Antônio E. Mazzaferro

Porto Alegre, 15 de junho de 2018.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha namorada Carla, ao meu pai Dirceu, minha mãe Natalice e meus irmãos Rafael e Fernando, sem os quais não teria forças para chegar até aqui.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao orientador Prof. Mazzaferro por direcionar meus estudos, aos colegas de General Motors Michel, Anderson, Thales e Alan pelo suporte e compartilhamento de seus conhecimentos. Também estendo meus agradecimentos ao Sandro da Tekfor Neumayer pela colaboração com o trabalho.

VENDRAMIN, G., **Análise de torque prevalente em juntas parafusadas com mecanismo de travamento**. 2018. 24 folhas .Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

RESUMO

Na indústria automotiva, é comum utilizar em juntas parafusadas algum sistema de travamento devido à presença de vibrações na montagem durante sua utilização. Nesses casos onde há a presença de torque prevalente, os procedimentos tradicionais de cálculo de esforços na união não são aplicáveis. Com o objetivo de aplicar a metodologia desenvolvida por Reiff, este trabalho analisa como as variações geométricas dos elementos de travamento da porca de fixação do cinto de segurança traseiro de um veículo impactam no processo de aperto. Como resultado, será apresentada a correlação entre torque prevalente e diâmetro das deformações dos filetes de rosca que atuam como elementos travantes trazendo melhorias para a performance dos processos de aperto uma vez que houve possibilidade de prever o torque prevalente através de uma simples análise dimensional da porca. Além disso, a pré-carga e as tensões no parafuso foram relacionadas com o torque prevalente.

PALAVRAS-CHAVE: torque prevalente, juntas parafusadas, travamento de porcas

VENDRAMIN, G., **Prevailing torque analysis on screwed joints with locked nuts**. 2018. 24 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

ABSTRACT

In the automotive industry, it is common to use at screwed joints some lock feature due to the presence of vibrations in the assembly during use. In these cases where there is presence of prevailing torque, the standarts procedures of calculating joint efforts are not applicable. With the objective of applying the methodology developed by Reiff, this work analyzes how the geometric variations of the locking elements of the nut of the rear seat belt of a vehicle impact the tightening process. As a result, the correlation between the prevailing torque and the diameter of the deformations of the threads that act as locking elements will be presented, bringing improvements to the performance of the tightening processes since it was possible to predict the prevailing torque through a simple dimensional analysis of the nut. In addition, the preload and the stresses on the bolt were related to the prevailing torque.

KEYWORDS: prevailing torque, screwed joints, locked nuts.

ÍNDICE		Pág.
1	INTRODUÇÃO.....	1
2	OBJETIVO.....	2
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
4	MATERIAIS E MÉTODOS	6
4.1	Porca.....	6
4.2	Parafuso	7
4.3	Junta parafusada.....	8
4.4	Procedimento	9
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	10
6	CONCLUSÕES	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		14
Anexo I		15
Anexo II		15
Anexo III		16
Apêndice I		17

1. INTRODUÇÃO

Durante a fabricação de automóveis, dezenas de montagens são feitas através de uniões parafusadas, soldadas, coladas ou encaixadas. Desde o início da indústria automobilística, no começo do século XX, as uniões parafusadas são amplamente utilizadas devido ao baixo custo, confiabilidade, facilidade e rapidez de montagem e possibilidade de desmontagem.

Ao longo do tempo, novos atributos passaram a ser esperados das juntas parafusadas, como a resistência ao afrouxamento na presença de vibrações ou esforços dinâmicos por exemplo. Para tanto, vários métodos foram desenvolvidos para travamento da junta, seja inserindo um polímero nos fios de rosca, colocando travas metálicas ou deformando a porca para gerar interferência com o parafuso.

Devido à aplicação das juntas ser em automóveis, algumas uniões podem comprometer a vida do usuário em caso de falha, e por isso constantemente os componentes envolvidos neste tipo de fixação passam por modificações para atender a cada vez mais rígidos requisitos de segurança.

Dentro da indústria de manufatura, o processo de fabricação de automóveis é reconhecidamente um dos mais desenvolvidos e lucrativos. Nesse cenário, atingir níveis cada vez maiores de qualidade e produtividade é o grande desafio da engenharia.

Praticamente todos os processos de fixação por uniões parafusadas de um veículo são executados por apertadeiras eletrônicas que têm capacidade de monitorar e garantir os parâmetros de ângulo e torque especificados no projeto da junta.

Da ótica desse processo, os elementos travantes de juntas não são bem vistos, pois inserem mais uma variável que deve ser controlada ou monitorada, podendo desta forma impactar negativamente na performance da linha de produção e necessitando de retrabalho da junta a cada aperto falhado.

A porca, objeto deste estudo, é utilizada para fixar o cinto de segurança ao chassi do veículo conforme operação mostrada na Figura 1.1, possui três deformações nos últimos filetes de rosca que atuam como elementos de travamento da junta. É comum ocorrer a rejeição do aperto na fase de torque prevalente devido ao fato de que durante a sua fabricação, alguma variação na conformação dos últimos filetes, provoque torque prevalente ou de remoção fora dos limites especificados.

Além do impacto na performance, os limites de torque prevalente e de instalação devem ser respeitados para que os esforços durante o aperto não comprometam a integridade dos componentes da junta.



Figura 1.1 – Operação de fixação do cinto de segurança traseiro através de junta aparafusada com elementos de travamento. Fonte: Autor

Quando o limite superior do torque prevalente é ultrapassado, a apertadeira eletrônica reprova o aperto por existir a possibilidade de travamento da porca antes de ocorrer o assentamento e efetivo aperto da junta. Por outro lado, caso o limite inferior não seja atingido,

ocorre a reprovação devido a possibilidade de inexistência dos elementos travantes na porca. Os dois modos de falha são demonstrados através da análise da curva de aperto na Figura 1.2.

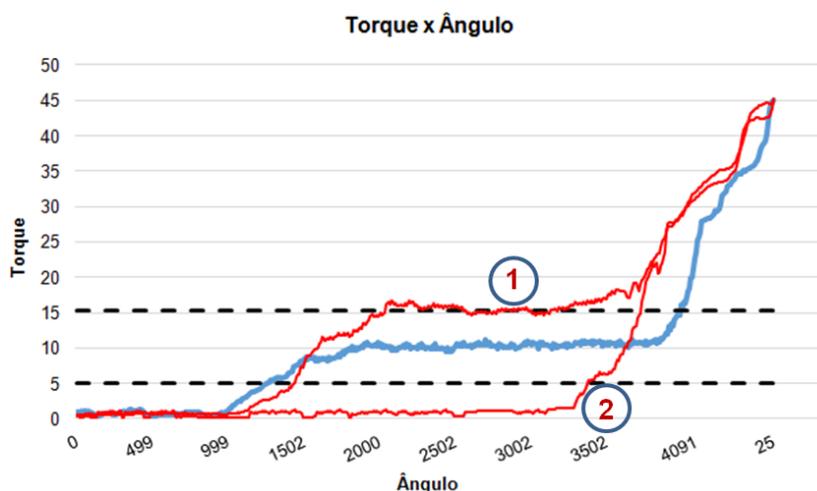


Figura 1.2 – Situação 1 demonstrando torque prevalente excessivo e 2 um caso de ausência de mecanismo de travamento. Fonte: Autor

2. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é encontrar a relação entre o diâmetro interno dos elementos travantes e o torque prevalente e de remoção medido na junta através de testes de instalação em bancada de porcas selecionadas, verificando com auxílio da metodologia o impacto na pré-carga e na tensão do parafuso e possibilitando prever a falha do processo de fixação através de uma simples análise dimensional dos elementos de travamento.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Norton, 2005, o termo autotravamento se refere à condição na qual o parafuso não pode ser girado pela aplicação de uma força axial à porca, seja qual for sua magnitude. As relações para a condição de autotravamento pressupõe carregamento estático. A presença de qualquer vibração resultante de carregamento dinâmico ou de outras fontes pode fazer com que o parafuso autotravante afrouxe espontaneamente, tornando isto uma preocupação universal de engenheiros e projetistas.

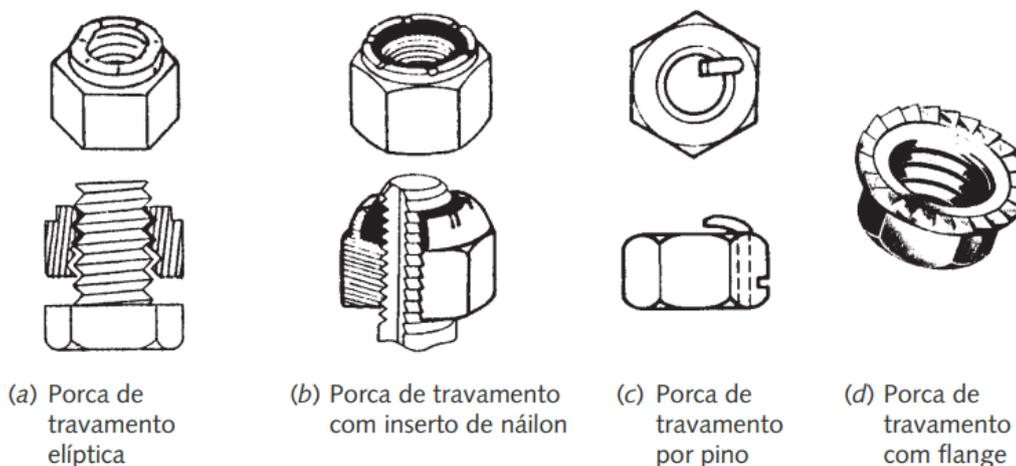


Figura 3.1 – Tipos de porcas de travamento disponíveis. Adaptado: Norton, 2005.

Para prevenir tal modo de falha, duas porcas apertadas conjuntamente no parafuso ou uma porca de castelo com um pino é suficiente para alcançar o objetivo. Muitos outros projetos de porcas de aperto com direitos especiais de propriedade são oferecidos pelos fabricantes. Alguns deles são mostrados na figura 3.1. A porca de travamento elíptica possui seus últimos fios de rosca dispostos em forma elíptica por algum processo após que a porca é feita. Essas roscas produzem interferência com as correspondentes no parafuso e, quando forçadas, agarram a rosca e resistem ao afrouxamento.

Porcas também são fabricadas com insertos de náilon nas roscas, os quais se deformam quando forçadas contra o parafuso. O náilon flui nas folgas e agarra o parafuso. Outra possibilidade é a utilização de porca de pino de travamento, a qual possui um pino de aço que permite o aperto, mas que adentra as roscas do parafuso ao girar no sentido contrário evitando o afrouxamento. Porcas também são feitas com denteamentos em uma das faces que atuam de forma a cavar a parte sujeitada no assentamento e resistem ao afrouxamento.

O design dos componentes e suas variações da junta parafusada impactam diretamente nos esforços sofridos durante a execução do aperto.

Sobre esforços, Shigley, 2005, afirma que o propósito do parafuso é segurar duas ou mais partes unidas. Durante o aperto gira-se a porca esticando o parafuso para produzir a força de retenção, que é denominada de protensão ou pré-carga do parafuso. Ela permanece na conexão depois que a porca foi apertada sem importar se a carga externa foi aplicada ou não.

A carga de prova é a carga máxima que o parafuso pode resistir sem adquirir uma deformação permanente. Já a resistência de prova é a razão entre a carga de prova e a área de seção resistente à tração do parafuso. As especificações SAE para diversas classes de parafusos seguem no anexo I deste trabalho.

A figura 3.2 mostra o diagrama tensão-deformação de um material de parafuso de boa qualidade. Pode-se notar que não existe um ponto de escoamento claramente definido e que o diagrama progride suavemente até a fratura, a qual corresponde à tensão última de resistência. Isso significa que não importa a pré-carga dada ao parafuso, este suportará sua capacidade de carga. Isso é o que mantém o parafuso apertado e determina a resistência da junção.

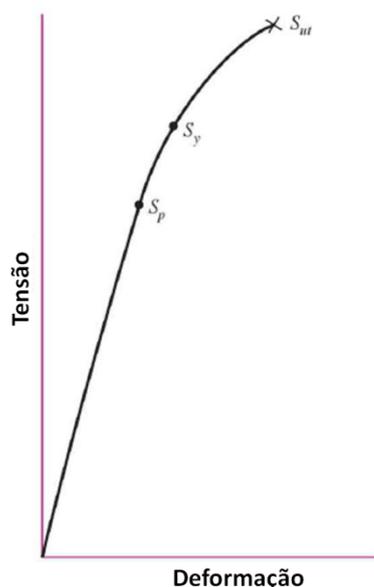


Figura 3.2 – Diagrama típico tensão-deformação demonstrando a resistência de prova S_p , resistência de escoamento S_y e a resistência última de tração S_{ut} . Adaptado: Shigley, 2005, p.452.

A protensão é o “músculo” da junta, e sua magnitude é determinada pela resistência do parafuso. Se a resistência total do parafuso não é usada ao desenvolver a pré-carga, o dinheiro foi desperdiçado e a junta é menos resistente.

Parafusos de boa qualidade podem ser carregados até o intervalo plástico para desenvolver mais resistência. Parte do torque aplicado ao parafuso durante o aperto produz torção, a qual somada a tensão principal de tração aumenta a tensão equivalente no parafuso. Contudo, essa torção é mantida somente pela fricção da flange da porca contra a chapa do cinto unida pela junta, com o tempo ela relaxa e diminui ligeiramente a tensão do parafuso. Logo, como regra, o parafuso fraturará durante o aperto ou não fraturará posteriormente.

Para relacionar as cargas aplicadas na junta durante ou após o aperto com os esforços requeridos dos componentes, deve-se buscar o procedimento mais apropriado para as características dos objetos de estudo.

De acordo com Reiff, 2005, os métodos tradicionais de cálculo são desenvolvidos e aplicáveis apenas em apertos nos quais o torque prevalente é insignificante, sendo torque prevalente definido como o torque requerido para girar a porca antes de haver tensão no parafuso.

Na indústria automobilística, muitas fixações críticas são feitas com algum mecanismo que inclui torque prevalente, como as porcas metálicas autotravantes por exemplo. O erro resultante da aplicação dos procedimentos padrão para cálculo de tensões e torque são significantes. Um novo modelo matemático desenvolvido por Motosh, 1976, foi adaptado para incluir o termo de torque prevalente ($M_{A,PRE}$):

$$F_M = \frac{(M_A - M_{A,PRE})}{\left(\frac{p}{2\pi} + \frac{\mu_G D_2}{2 \cos \beta_{th}} + \frac{\mu_K D_{km}}{2}\right)} \quad (3.1)$$

Sendo: M_A	Torque de montagem
$M_{A,PRE}$	Torque prevalente
F_M	Pré-carga de montagem
p	Passo
μ_G	Coefficiente de atrito entre porca e parafuso
D_2	Diâmetro médio do parafuso
β_{th}	Metade do ângulo de flanco
μ_K	Coefficiente de atrito de contato da cabeça da porca com a chapa do cinto
D_{km}	Diâmetro efetivo de contato da flange da porca

Onde:

$$D_{km} = \frac{D_e + d_i}{2} \quad (3.2)$$

Sendo: D_e	Diâmetro externo da flange
d_i	Diâmetro interno da flange

E D_2 dado por:

$$D_2 = \frac{D_1 + D_3}{2} \quad (3.3)$$

Sendo: D_1	Diâmetro interno do parafuso
D_3	Diâmetro externo do parafuso

Durante a montagem da junta parafusada, a seção do parafuso sofre tensão e tração devido a aplicação do torque. A equação foi desenvolvida para permitir o cálculo de torque limite que irá resultar em uma tensão equivalente no parafuso devido a combinação de esforços.

Pela teoria da máxima energia de distorção, a tensão equivalente no parafuso devido a tensão de tração e torsão é dada pela equação 3.3:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau^2} \quad (3.4)$$

A expressão da tensão de torção (τ) considerando o esforço de uma barra circular suportando o torque prevalente é dada por:

$$\tau = \frac{16M_{A,PRE}}{\pi D_2^3} \quad (3.5)$$

E a tensão de tração (σ_M) é:

$$\sigma_M = \frac{F_M}{A_r} \quad (3.6)$$

Sendo: A_r Área da seção resistente à tração do parafuso

Como resultado da inclusão de algum tipo de mecanismo de travamento em juntas parafusadas, Russel, Burdsall & Ward Inc., 1965, afirmam que a reação entre duas superfícies carregadas e deslizantes causa desgaste e determinada quantidade de deformação permanente em ambos os componentes. Por causa disso, os elementos de torque mecânico perderão parte de seu poder de retenção durante e após a montagem.

As porcas de torque prevalente são projetadas e fabricadas de modo que seus níveis de tensão sejam os mais adequados para o grau do parafuso. Dureza da rosca, dilatação do corpo da porca e deformação dos elementos de travamento são fatores chave no projeto de porca e parafuso com torque prevalente.

A quantidade de torque necessária para iniciar a desmontagem de um fixador com carga axial é chamada de torque de ruptura. A resistência a este torque é geralmente considerada sinônimo da pré-carga em uma montagem parafusada, uma vez que em condições normais, a pré-carga do parafuso é suficiente para manter a integridade da junta.

Normalmente, o torque necessário para soltar um conjunto é menor que o torque necessário para apertar. A principal necessidade, portanto, para qualquer dispositivo de travamento não é apenas resistir à separação, mas aumentar a resistência da junta ao afrouxamento inicial quando a integridade da junta estiver comprometida.

Em um bom mecanismo de travamento, o torque de ruptura efetivo do conjunto é aumentado através de adição do recurso de travamento. Conjuntos convencionais de parafusos e porcas têm giro livre. Isso significa que o fixador será montado e desmontado sem aplicar torque. O torque prevalente é a quantidade de força de rotação necessária para manter o fixador em movimento durante a montagem ou desmontagem. A importância do torque prevalente é a resistência à desmontagem.

De acordo com as recomendações, para pré-carga de um parafuso SAE grau 5 é de 60 kpsi (413,69 MPa), o que equivale a 75% da tensão de prova. A figura 3.3 sugere o diâmetro do parafuso para o torque aplicado. Isso será verificado com os objetos deste estudo.

A quebra apresentada na curva do parafuso de grau 2 reflete a queda na especificação da carga de prova de 55 kpsi para 33 kpsi devido a diminuição do diâmetro nominal do parafuso.

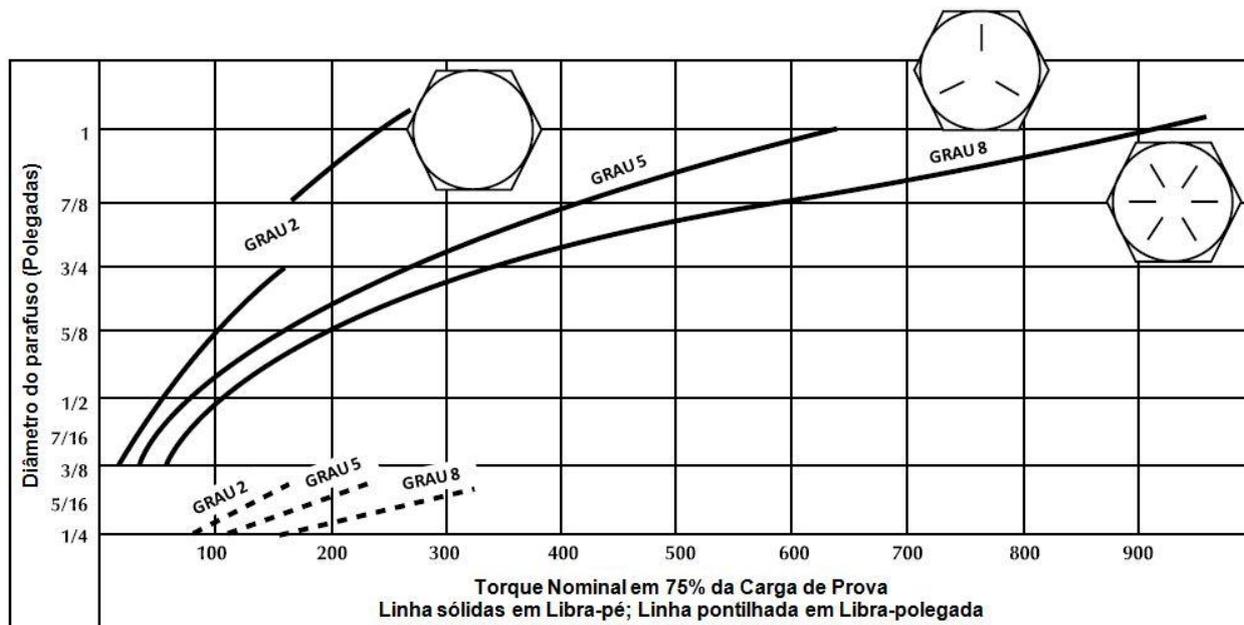


Figura 3.3 – Recomendação de torque para um dado tamanho e classificação SAE de parafuso. Adaptado: Russel, Burdsall& Ward Inc., p.51.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados os componentes abordados neste estudo bem como o procedimento utilizado para obter os resultados.

4.1. Porca

Neste trabalho, será analisado o aperto de porcas metálicas autotravantes com flange e rosca 7/16" 20UNF. Como mecanismo de travamento, possui três deformações nos últimos filetes de rosca e não possui tratamento superficial. Essas deformações provocam a diminuição do diâmetro destes filetes para D_i como mostra a figura 4.1, gerando desta forma resistência ao aperto e afrouxamento. A linha vermelha demonstra o formato dos filetes adquirido após as deformações.

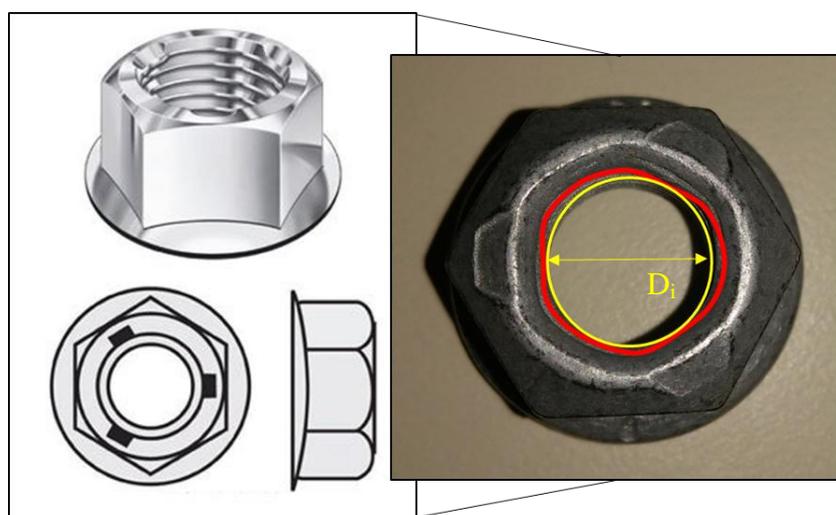


Figura 4.1 – Deformações provocadas nos últimos filetes para gerar resistência ao afrouxamento. Fonte: Autor

Para encontrar a relação entre o diâmetro interno dos elementos de travamento (D_i) e o torque prevalente encontrado durante o aperto, foram medidos os respectivos diâmetros de dez porcas coletadas no processo ao longo de dois meses com auxílio de paquímetro digital Mitutoyo calibrado de propriedade General Motors, conforme mostra a figura 4.2



Figura 4.2 – Medição de diâmetro interno e rótulo de instrumento calibrado. Fonte: Autor

A seleção das porcas para os testes foi feita de forma a abranger toda a variação encontrada no processo, ou seja, desde porcas com diâmetro dos elementos de travamento mais altos até aquelas que apresentam alto torque prevalente. Os resultados das medições encontram-se na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Diâmetro de travamento de 10 porcas selecionadas

Amostra	Medição 1(mm)	Medição 2(mm)	Medição 3(mm)	Média	Desvio Padrão
Porca 1	9,45	9,48	9,47	9,47	0,012
Porca 2	9,50	9,51	9,51	9,51	0,005
Porca 3	9,58	9,55	9,56	9,56	0,012
Porca 4	9,59	9,60	9,61	9,60	0,008
Porca 5	9,68	9,66	9,69	9,68	0,012
Porca 6	9,70	9,74	9,73	9,72	0,017
Porca 7	9,76	9,75	9,75	9,75	0,005
Porca 8	9,81	9,78	9,83	9,81	0,021
Porca 9	9,87	9,86	9,85	9,86	0,008
Porca 10	9,91	9,92	9,92	9,92	0,005

O valor utilizado para o trabalho será a média das três medições do diâmetro da porca em três posições diferentes. Os valores do diâmetro externo da flange (D_e) e diâmetro interno (d_i) não variam significativamente e têm valores de 21,50mm e 11,11mm, respectivamente.

4.2. Parafuso

Os parafusos para fixação são laminados sem tratamento superficial, possuem rosca 7/16" 20UNF e são classificados como SAE grau 5 conforme figura 4.3, sendo superior ao exposto na figura 3.3 uma vez que o torque aplicado na junta é de aproximadamente 45Nm (33ft·lb). As medições do diâmetro externo do parafuso mostraram que não há variação nesse componente conforme tabela no apêndice I deste trabalho, portanto qualquer variação no processo de aperto está relacionada com o mecanismo de travamento da porca.



Figura 4.3 – Classificação do parafuso utilizado para a fixação. Fonte: Autor.

A bancada demonstrada na figura 4.4, foi montada com dez parafusos soldados em uma placa de aço para simular a fixação no veículo. O ângulo de flanco para este parafuso é de 60° e a área de tração (A_t) é encontrada no anexo II deste trabalho.



Figura 4.4 – Bancada protótipo para aquisição das curvas de aperto e no detalhe, parafuso utilizado para a fixação. Fonte: Autor.

4.3. Junta parafusada

A junta é composta pela chapa de aço de 0,6mm de espessura do chassi do veículo e a chapa de aço do cinto de segurança que possui cerca de 2,5mm de espessura. Desta forma, o cinto abdominal traseiro fica ligado ao assoalho do veículo, apresentando resistência em caso de impactos. As deformações plásticas nas chapas devido a pré-tensão não serão consideradas no estudo. A figura 4.5 demonstra a junta estudada.

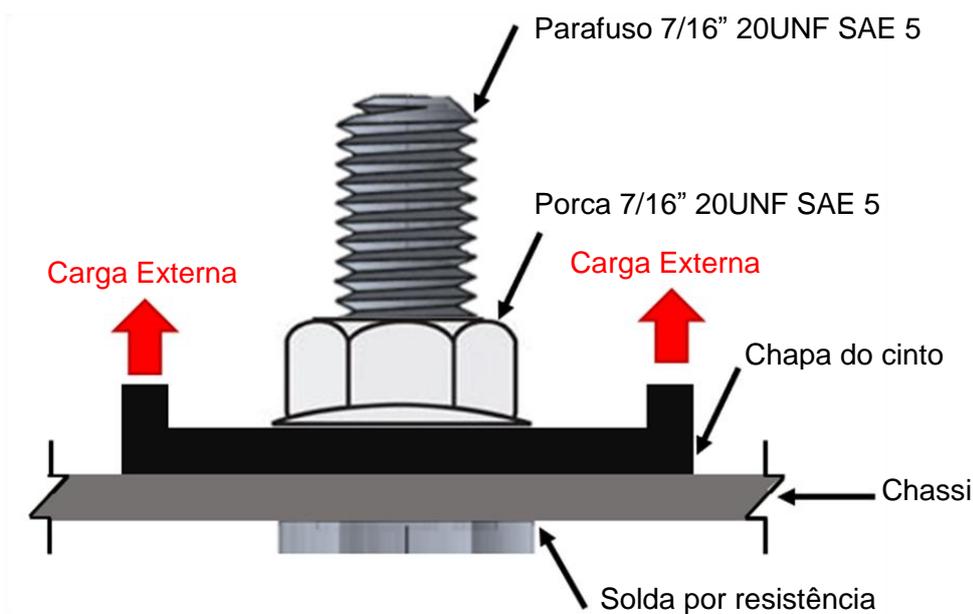


Figura 4.5 – Esquema demonstrativo da junta completa. Fonte: Autor.

As forças externas que atuam sobre a junta são em maior parte no sentido de separar as chapas, causando maior tensão de tração no parafuso na sua presença.

4.4 Procedimento

Para essa montagem, os valores de atrito entre porca e parafuso foi definido como sendo 0,15, conforme tabela encontrada no anexo III. Ainda para o cálculo dos esforços o valor de atrito entre a porca e a chapa do cinto metálica foi definido como 0,1 pois o componente é pintado com material *epoxi* apresentando menor atrito.

Para o procedimento, cada aperto foi executado com uma apertadeira eletrônica da marca Atlas Copco modelo ETV S72-70-13, que possui incerteza de $\pm 0,05\text{Nm}$. Os parâmetros para os testes foram os mesmos utilizados no processo corrente, sendo eles:

- Velocidade de aproximação: 100rpm
- Velocidade de aperto final: 30rpm
- Torque objetivo: 45Nm
- Torque de assentamento: 28Nm

O programa de aquisição de dados da apertadeira além de permitir acompanhar o torque através da célula de carga durante todo o processo, monitora o ângulo desde o início da fixação. Para o cálculo de pré-carga em cada aperto, o valor de torque prevalente será tomado como o valor de pico entre o início e o assentamento da junta, demonstrado pela região C na figura 4.5 que demonstra a relação de torque *versus* ângulo durante a fixação.

A região A é definida como apontamento. Nesse estágio, a porca pode ser girada manualmente. Na região B têm-se a evolução da deformação dos fios de rosca travantes a medida em que o aperto avança. A região C é onde todos os elementos de travamento já estão friccionando contra o parafuso e o torque necessário para o giro medido é o próprio torque prevalente.

No início da região D ocorre o assentamento da junta e início de pré-carga no parafuso. Ao atingir 28Nm, tem-se o início do estágio denominado aperto final. Nessa fase demonstrada pela parte E do gráfico, ocorre a queda da velocidade de aperto e o giro ocorre até atingir o torque objetivo de mínimo 45Nm especificado no projeto da junta, podendo ser ligeiramente maior.

Conforme mostrado na figura 4.6, para essa junta o projeto estabelece como torque prevalente máximo de instalação de 15,3Nm e mínimo de remoção de 2,6Nm, segundo a norma GM9084-P.

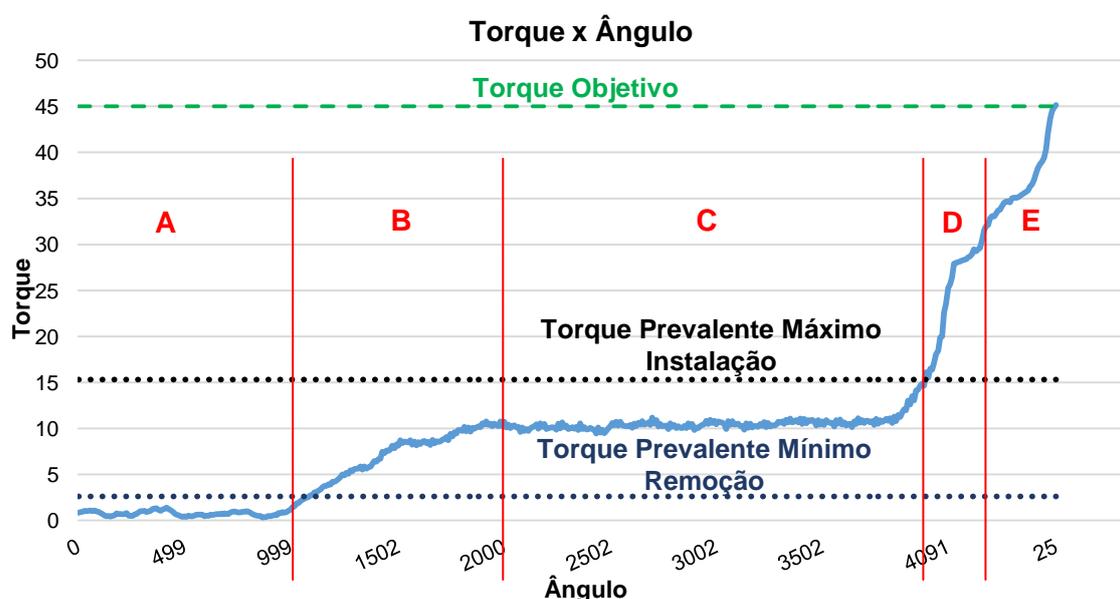


Figura 4.6 – Evolução típica de um aperto com torque prevalente. Fonte: Autor.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Ao final dos testes, as curvas de aperto foram obtidas para cada amostra de porca e seus respectivos diâmetros dos elementos travantes. Os valores de pico de torque prevalente ($M_{A,PREV}$) na região C foram extraídos de cada teste e estão indicados na figura 5.1.

Algumas variações de torque e ângulo podem ser percebidas comparando-se um aperto com outro, isto ocorre porque o apontamento, que consiste na colocação e alguns giros da porca para engrenamento dos primeiros fios de rosca, é feito manualmente. Ainda é possível encontrar alguma rugosidade nos fios de rosca dos parafusos, tendo como causa possíveis choques de uns contra os outros durante o transporte.

Após os ensaios, foi estabelecida a relação entre torque prevalente e diâmetro de travamento das porcas conforme gráfico 5.1, demonstrando que quanto maior o diâmetro de travamento menor é o torque prevalente. Isto ocorre porque a quantidade de material a ser deformado durante a instalação da porca no parafuso diminui na medida que o diâmetro de travamento aumenta.

Desta forma, para o limite de torque prevalente máximo de instalação de 15,3Nm especificado no projeto da junta, considerando bem aplicada a relação linear visto que o grau de correlação ficou próximo a 1, o diâmetro mínimo permitido é de 9,44mm.

Como o objetivo do sistema de travamento é evitar o afrouxamento, ainda foi medido com auxílio de um torquímetro digital da marca M.Shimizu modelo *phoenix 70*, com precisão de $\pm 0,07\text{Nm}$, o torque necessário para afrouxamento de cada porca. A operação é feita manualmente girando o torquímetro até que se tenha a mínima rotação da porca conforme a figura 5.2.

Da mesma forma como o diâmetro de travamento menor gera maior torque prevalente, também necessita maior torque para remoção pois a maior quantidade de material deformado gera maiores tensões trativas na porca.

Ainda é possível notar que a diferença entre torque prevalente e torque de remoção não se mantém constante, sendo ela maior nos casos em que o torque prevalente é maior. Atribui-se a isto o fato de que durante o aperto com porcas com diâmetro de travamento mais fechado, ocorra maior desgaste entre as superfícies diminuindo em maior proporção o torque necessário para retorno. Neste caso, o diâmetro máximo permitido para o torque de remoção especificado de 2,6Nm é de 9,79mm.

Para o objetivo de avaliar os esforços no parafuso, o valor de torque prevalente e torque de montagem de cada caso foram aplicados na metodologia desenvolvida por Reiff, 2005, através da equação 3.1 para calcular a pré-carga no componente. Observou-se que quanto maior o torque prevalente apresentado pela porca, menor é o valor da pré-carga no parafuso uma vez que o torque aplicado na junta pela apertadeira é praticamente constante.

Isto ocorre porque parte do torque aplicado durante o aperto é utilizado pelo torque prevalente até o final do aperto. No gráfico 5.2 é mostrada a relação entre torque prevalente e pré-carga no parafuso.

Substituindo os valores de torque prevalente na equação 3.5 e os valores de pré-carga na equação 3.6, é possível encontrar os valores de tensão de torsão e de tração respectivamente. Essas tensões são necessárias para encontrar a tensão equivalente no parafuso devido a combinação dos esforços de torsão e tração através da equação 3.4. Os resultados das tensões são mostradas no gráfico 5.3.

Através dos testes, foi possível notar que a menor tensão equivalente no parafuso foi encontrada no aperto com a porca 5. Nos outros casos a tensão foi maior mas por motivos diferentes, nas porcas com diâmetro de travamento menor a tensão de torsão é mais representativa porque o torque prevalente tende a torcer o parafuso com maior intensidade.

Caso as porcas em processo tenham diâmetro de travamento fora dos limites supracitados, haverá reprovação do aperto e necessidade de retrabalho da junta, impactando negativamente na produção de veículos. Após o desenvolvimento do trabalho, houve maior velocidade e facilidade na detecção da causa das falhas durante o processo de aperto.

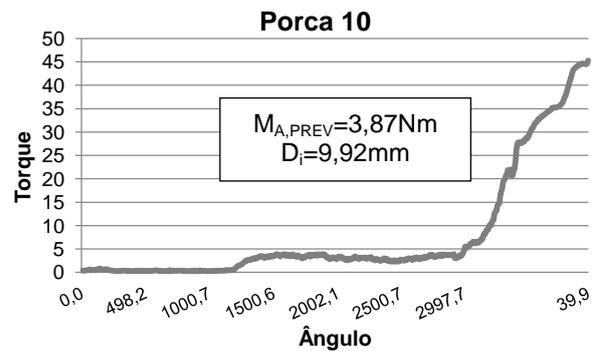
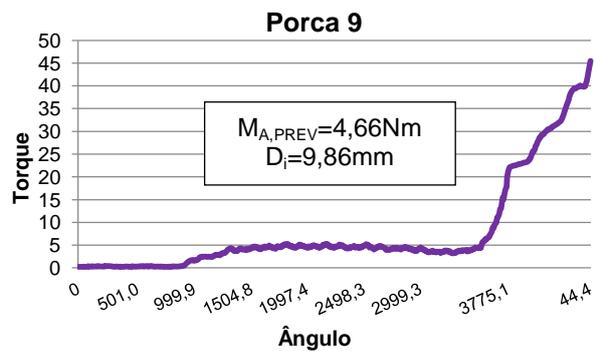
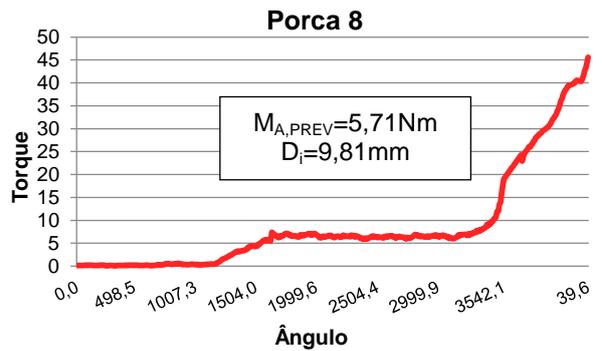
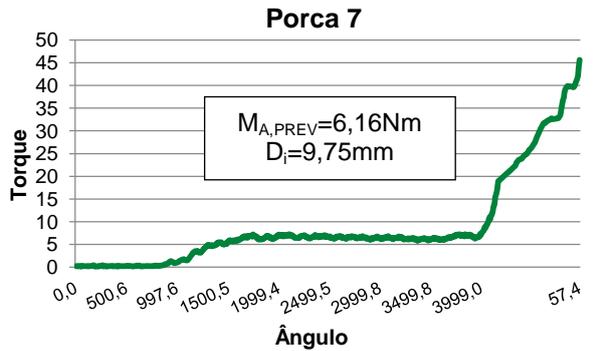
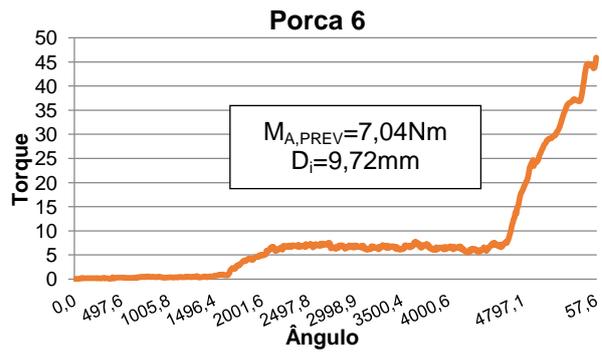
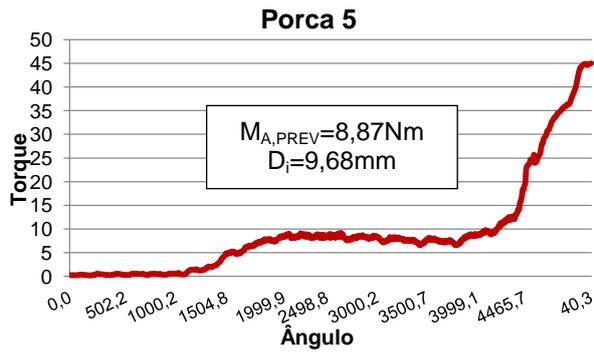
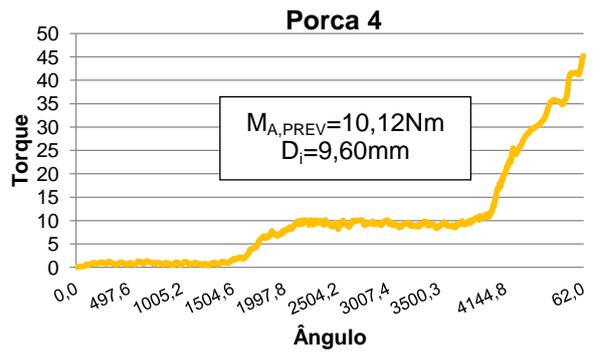
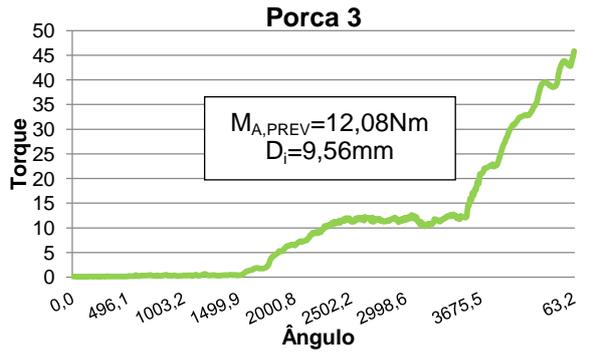
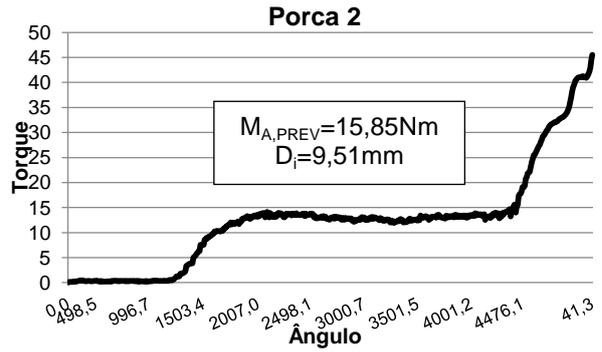
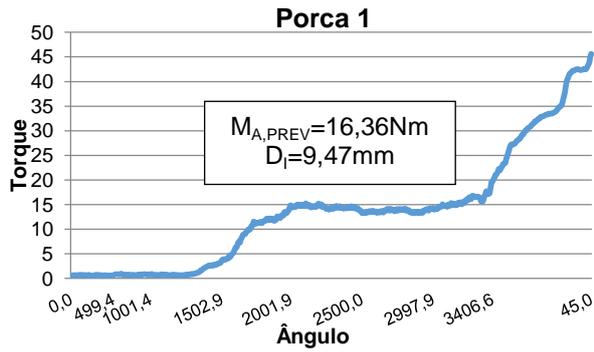


Figura 5.1 – Resultados dos testes de instalação das porcas

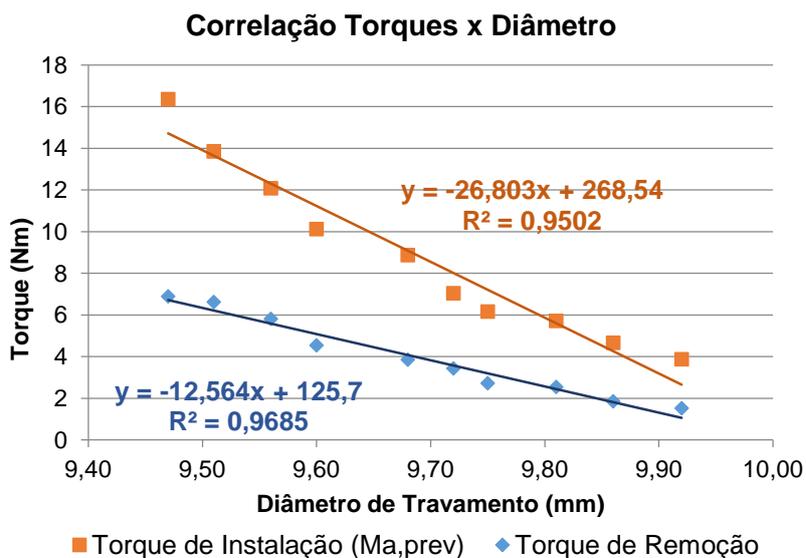


Gráfico 5.1 – Correlação obtida entre torque prevalente e diâmetro de travamento das porcas



Figura 5.2 – Medição de torque de remoção das porcas através de torquímetro digital. Fonte: Autor

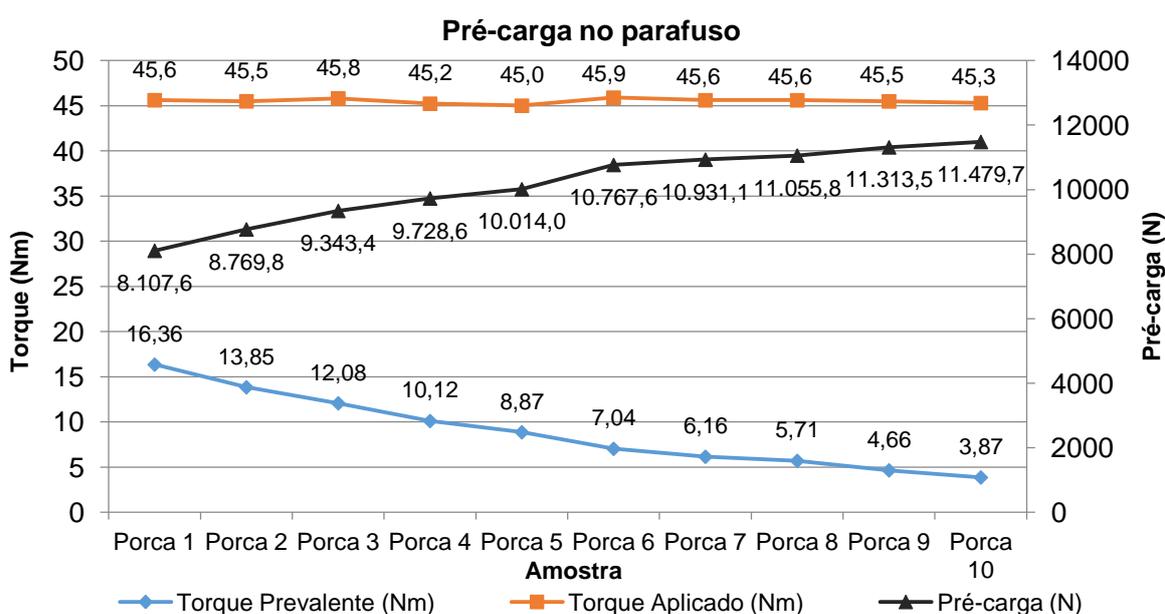


Gráfico 5.2 – Valores de torque obtidos a partir dos testes e a respectiva pré-carga aplicada no parafuso

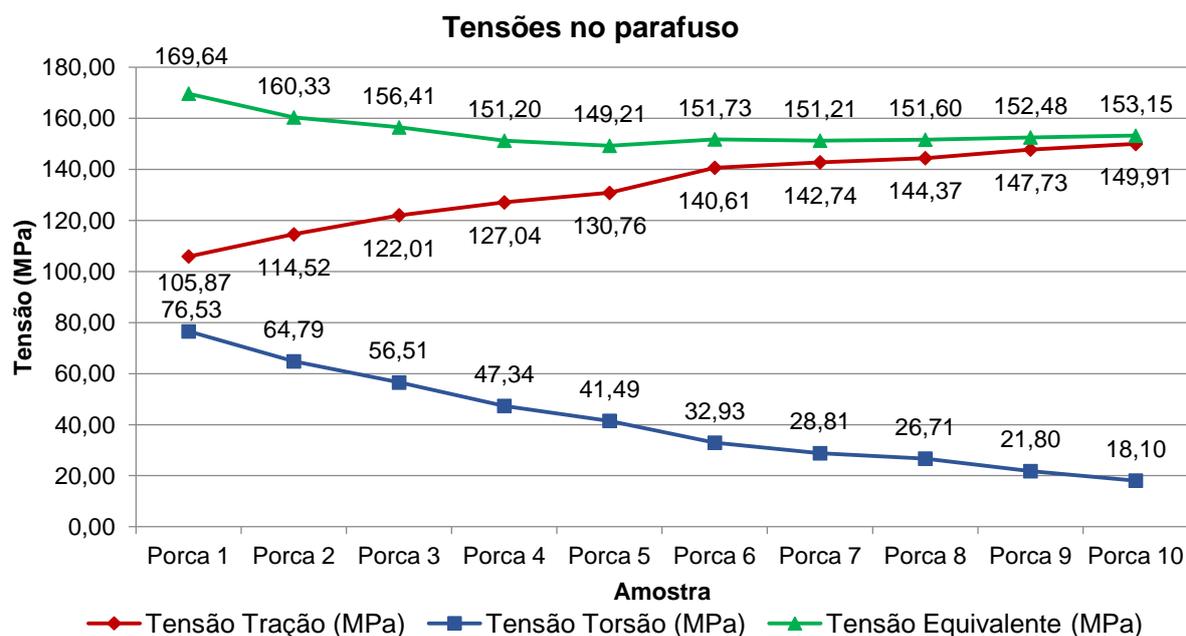


Gráfico 5.3 – Tensões no parafusos durante o aperto de fixação da junta

Já nas porcas que apresentaram baixo torque prevalente, a tensão equivalente no parafuso é constituída em maior proporção pela tensão de tração, uma vez que o torque aplicado na junta é menos utilizado para deformar os elementos de fixação da porca, causando maior estricção na seção resistente do parafuso e deformando-o elasticamente em maior magnitude.

Comparando com o sugerido por Russel, Burdsall & Ward Inc., mesmo na situação de maior tensão equivalente (169,64MPa), o esforço ficou em apenas 41% da recomendação para a classe do parafuso utilizado para a fixação. Esse sobredimensionamento está relacionado ao fato de que o equipamento é vital para a segurança do usuário, admitindo portanto maiores coeficientes de segurança.

6. CONCLUSÃO

Com os testes realizados neste trabalho, é possível concluir que existe uma relação linear no intervalo de diâmetros de travamento avaliado com grau de correlação satisfatório, entre a geometria dos três elementos de travamento da porca e o torque prevalente encontrado durante a instalação desta no parafuso. A relação também se mantém no caso do torque de remoção da porca, demonstrando que o mecanismo cumpre seu papel evitando possíveis afrouxamentos da junta parafusada.

Ainda é possível concluir, através da aplicação da metodologia selecionada, que quanto maior o torque prevalente, menor é a pré-carga no parafuso para o mesmo torque de instalação, porém a tensão equivalente sofre elevação devido ao aumento do esforço de torsão uma vez que a resistência do mecanismo de travamento da porca ao aperto é maior.

Como resultado, os valores de torque prevalente e de remoção requerem que o diâmetro dos elementos de travamento da porca estejam entre 9,79mm e 9,44mm para que não haja impacto na performance do aperto. Desta forma, foi demonstrado a importância de que o processo de conformação dos elementos de travamento tenha capacidade.

As análises ajudaram a diminuir a quantidade de falhas no processo, uma vez que com a relação entre geometria e torque prevalente e torque de remoção, pôde-se prever a falha rapidamente através de uma simples análise dimensional, diminuindo a necessidade de retrabalhos e paradas de produção, gerando ganhos de produtividade para a empresa.

Como análise posterior destes componentes estudados, sugere-se a aplicação de torque de instalação de aproximadamente 120Nm, atingindo desta forma cerca de 400 MPa de tensão equivalente no parafuso devido a combinação de esforços e ficando próximo da pré-carga recomendada para o parafuso. Em outras juntas, a menor resistência é vista como um problema, representando ainda um desperdício de dinheiro quando a pré-carga fica abaixo do indicado para o parafuso selecionado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

GM9084-P. **“Prevailing Torque Specifications - General Motors Standard”**. All rights reserved. 2016

Motosh, N., **“Development of Design Charts for Bolts Preloaded up to the Plastic Range”**, J.Eng. Ind., August 1976.

Norton, R.L.; **“Machine Design – An Integrated Approach”**, Prentice Hall, 3rd edition, 2005.

Reiff, John D. **“A procedure for calculation of torque specifications for bolted joints with prevailing torque”**, Journal of ATSM International, March 2005, Vol. 3, No 2

Russel, Burdsall& Ward Inc., **“Helpfull hints for fastener design and application”**, Mentor, Ohio,1965.

Shigley, J.E.; Mishke, C.R.; **“Projeto de Engenharia Mecânica”**, Bookman, 7^a edição, 2005.

ANEXOS

Anexo I – Especificações SAE para parafusos de aço. Adaptado: Shigley, 2005.

Grau SAE nº	Intervalo de tamanho inclusivo, in	Resistência mínima de prova,* kpsi	Resistência mínima de tração,* kpsi	Resistência mínima de escoamento,* kpsi	Material	Marcação de cabeça
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Baixo ou médio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Baixo ou médio carbono	
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Médio carbono, estirado a frio	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Martensita de baixo carbono, Q&T (temperado e revenido)	
7	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Liga de baixo carbono, Q&T (temperado e revenido)	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Liga de médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Martensita de baixo carbono, Q&T (temperado e revenido)	

Anexo II – Diâmetro e áreas de roscas de parafusos UNC e UNF. Adaptado: Shigley, 2005

Designação de tamanho	Diâmetro maior nominal in	Roscas por polegada N	Série grossa - UNC		Série fina - UNF		
			Área de tensão A_t , in ² de tração	Área de diâmetro menor A_r , in ²	Roscas por polegada N	Área de tensão de tração A_t , in ²	Área de diâmetro menor A_r , in ²
0	0,600				80	0,001 80	0,001 51
1	0,0730	64	0,002 63	0,002 18	72	0,002 78	0,002 37
2	0,0860	56	0,003 70	0,003 10	64	0,003 94	0,003 39
3	0,0990	48	0,004 87	0,004 06	56	0,005 23	0,004 51
4	0,1120	40	0,006 04	0,004 96	48	0,006 61	0,005 66
5	0,1250	40	0,007 96	0,006 72	44	0,008 80	0,007 16
6	0,1380	32	0,009 09	0,007 45	40	0,010 15	0,008 74
8	0,1640	32	0,014 0	0,011 96	36	0,014 74	0,012 85
10	0,1900	24	0,017 5	0,014 50	32	0,020 0	0,017 5
12	0,2160	24	0,024 2	0,020 6	28	0,025 8	0,022 6
$\frac{1}{4}$	0,2500	20	0,031 8	0,026 9	28	0,036 4	0,032 6
$\frac{5}{16}$	0,3125	18	0,052 4	0,045 4	24	0,058 0	0,052 4
$\frac{3}{8}$	0,3750	16	0,077 5	0,067 8	24	0,087 8	0,080 9
$\frac{7}{16}$	0,4375	14	0,106 3	0,093 3	20	0,118 7	0,109 0
$\frac{1}{2}$	0,5000	13	0,1419	0,125 7	20	0,159 9	0,148 6
$\frac{9}{16}$	0,5625	12	0,182	0,162	18	0,203	0,189
$\frac{5}{8}$	0,6250	11	0,226	0,202	18	0,256	0,240
$\frac{3}{4}$	0,7500	10	0,334	0,302	16	0,373	0,351
$\frac{7}{8}$	0,8750	9	0,462	0,419	14	0,509	0,480
1	1,0000	8	0,606	0,551	12	0,663	0,625
$1\frac{1}{4}$	1,2500	7	0,969	0,890	12	1,073	1,024
$1\frac{1}{2}$	1,5000	6	1,405	1,294	12	1,581	1,521

Anexo III – Tabela de coeficientes de fricção para pares rosqueados. Adaptado: Shigley, 2005.

Material do parafuso	Material de porca			Ferro fundido
	Aço	Bronze	Latão	
Aço, seco	0,15-0,25	0,15-0,23	0,15-0,19	0,15-0,25
Aço, óleo de máquina	0,11-0,17	0,10-0,16	0,10-0,15	0,11-0,17
Bronze	0,08-0,12	0,04-0,06	—	0,06-0,09

APÊNDICE

Apêndice I – Avaliação dimensional do diâmetro externo do parafuso em estudo.

Amostra	Medição 1 (mm)	Medição 2 (mm)	Medição 3 (mm)	Média	Desvio Padrão
Parafuso 1	11,11	11,11	11,10	11,11	0,00
Parafuso 2	11,11	11,11	11,11	11,11	0,00
Parafuso 3	11,12	11,11	11,11	11,11	0,00
Parafuso 4	11,11	11,10	11,11	11,11	0,00
Parafuso 5	11,11	11,11	11,11	11,11	0,00
Parafuso 6	11,10	11,11	11,11	11,11	0,00
Parafuso 7	11,10	11,11	11,11	11,11	0,00
Parafuso 8	11,11	11,11	11,11	11,11	0,00
Parafuso 9	11,11	11,11	11,11	11,11	0,00
Parafuso 10	11,11	11,12	11,11	11,11	0,00