

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA

MARCELO RODRIGUES PANDOLFO

**ANÁLISE DA PERDA DE TORQUE ENTRE DOIS FIXADORES DIFERENTES EM UM
CONJUNTO DE SUSPENSÃO VEICULAR**

CAXIAS DO SUL

2018

MARCELO RODRIGUES PANDOLFO

**ANÁLISE DA PERDA DE TORQUE ENTRE DOIS FIXADORES DIFERENTES EM UM
CONJUNTO DE SUSPENSÃO VEICULAR**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito para obtenção parcial do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Vieceli

CAXIAS DO SUL

2018

MARCELO RODRIGUES PANDOLFO

**ANÁLISE DA PERDA DE TORQUE ENTRE DOIS FIXADORES DIFERENTES EM UM
CONJUNTO DE SUSPENSÃO VEICULAR**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito para obtenção parcial do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 26/11/2018

Banca Examinadora

Prof. Dr. Alexandre Vieceli
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Albano Luiz Weber
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Dedico este trabalho aos meus pais, Aloisio e Neusa.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, por todo amor, carinho e dedicação fazendo sempre o seu melhor tornando possível chegar nesta etapa.

À minha esposa por auxiliar nas demais atividades extra UCS deixando que eu me concentrasse em realizar este trabalho.

Aos meus professores do curso de engenharia mecânica e em especial ao Prof. Dr. Alexandre Vieceli pelas orientações e por acreditar na minha capacidade.

Ao meu supervisor Jorge Vergani pela paciência, ajuda e liderança.

Aos meus colegas da Agrale Fabio Dartora, Diogo Lusa, Luis Gustavo Fonseca e demais colegas pela colaboração me esclarecendo dúvidas durante o trabalho e apoiando na realização do mesmo.

À Agrale por ter me concedido a oportunidade de realizar este trabalho de conclusão de curso dentro da empresa.

*"O que é escrito sem esforço em
geral é lido sem prazer"*

Samuel Johnson

RESUMO

A validação experimental é sempre muito importante para qualquer produto ou componente, ainda mais na indústria automotiva. Por outro lado, os custos envolvidos para instrumentar de forma adequada um componente, disponibilizar um veículo e mão de obra para realização de testes por longos períodos de tempo fazem com que os métodos experimentais fiquem destinados apenas nas etapas finais da validação do produto. Este trabalho, inicialmente, visou realizar a aquisição de dados, por meio da instalação de células de cargas, referentes a força de aperto no grampo de molas da suspensão de um micro-ônibus de 10 toneladas submetido a tensões dinâmicas. Com o foco voltado à análise de perda de torque, foram utilizados dois tipos de fixadores no grampo de mola a fim de comparar seu comportamento, um fixador de perfil de rosca normalizado e um de perfil de rosca especial. Com os grampos instrumentados, definiu-se uma metodologia padrão para que cada ciclo de aquisição de dados nas pistas do Centro de Tecnologia Randon, tivesse por variável apenas a porca de fixação. O sinal gerado pelas pistas foi filtrado e analisado. O trecho de paralelepípedos foi selecionado para aplicação do método de rainflow de contagem de ciclos, por apresentar amplitudes de variação de cargas alternantes mais elevadas que as demais pistas e não ser de alta severidade como a pista de buracos. Foram calculadas analiticamente as cargas para parametrização da máquina de carregamento dinâmico. Utilizou-se o critério de SWT para correção da força média, para operar com carga flutuante sob tração. Foi projetado um dispositivo para simular a fixação do grampo de mola, utilizando o maior número de componentes possíveis do veículo testado. O ensaio em laboratório gerou cerca de 240.000 ciclos que foram analisados de forma comparativa, entre os dois fixadores, quanto à redução da força de aperto. Os resultados obtidos nas pistas de testes e no laboratório, demonstraram uma diferença de comportamento entre os fixadores. Em campo, a porca Spiralock registrou maior perda na força de aperto quando submetida à solicitações de impacto. Já o ensaio na máquina de carregamento dinâmico, evidenciou maior eficiência da porca Spiralock à perda na força de aperto quando submetida a solicitações alternantes de amplitude contínua comparado à porca normalizada. Evidenciou-se a importância de ensaiar em bancada com a mesma rigidez de junta do veículo e assegurar a capacidade do procedimento de aquisição de dados.

Palavras-chave: Fixadores, Grampo de mola, Torque, Método de rainflow, Força de aperto.

ABSTRACT

Experimental validation is always very important for any product or component, even more so in the automotive industry. On the other hand, the costs involved to adequately instrument a component, provide a vehicle and labor for testing for long periods of time mean that the experimental methods are intended only in the final stages of product validation. This work was initially aimed at the acquisition of data, by means of the installation of load cells, referring to the clamping force in the spring clip of the suspension of a 10 ton micro bus subjected to dynamic stresses. With the focus on torque loss analysis, two types of fasteners were used in the spring clamp to compare their behavior, a standard thread profile fastener and a special thread profile fastener. With the instrumented clamps, a standard methodology was defined so that each cycle of data acquisition in the tracks of the Center of Technology Randon, had by variable only the fixing nut. The signal generated by the tracks was filtered and analyzed. The section of parallelepipeds was selected for the application of the cycle count rainflow method, because it presents alternating load amplitudes of alternating loads that the other tracks and not be of high severity as the track of holes. The loads for parameterization of the dynamic loading machine were analyzed analytically. The SWT criterion for medium force correction was used to operate with floating load under traction. A device was designed to simulate the clamping of the spring clip using as many components as possible of the vehicle tested. The laboratory test generated about 240,000 cycles which were analyzed in a comparative way between the two fasteners for the reduction of the clamping force. The results obtained in the test tracks and in the laboratory demonstrated a behavioral difference between the fasteners. In the field, the Spiralock nut registered greater loss in the clamping force when subjected to impact solicitations. On the other hand, the dynamic loading machine showed a greater efficiency of the Spiralock nut to the loss in the clamping force when subjected to alternating requests of continuous amplitude compared to the standardized nut. The importance of bench testing with the same joint rigidity of the vehicle and the capability of the data acquisition procedure was evidenced.

Keywords: Fasteners, Spring clamp, Torque, Rainflow method, Clamp force

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ônibus MA 10.0.....	15
Figura 2 – Imagem em CAD de uma suspensão traseira de um veículo MA10.0.	16
Figura 3 – Junta aparafusada.....	18
Figura 4 – Tipos de carregamento.....	19
Figura 5 – Perfil de rosca padrão ISO.....	20
Figura 6 – Demonstração de cone de tensões.....	22
Figura 7 – União de atrito sob carregamento de cisalhamento.	25
Figura 8 – Imagem de um pré-carregamento.	26
Figura 9 – Efeito causado pela pré-carga no parafuso e no material.....	27
Figura 10 – Efeito causado no parafuso e no material por carga variada.....	30
Figura 11 – Porca com sistema de travamento mecânico.....	32
Figura 12 – Vedante anaeróbico e vedante microencapsulado.	33
Figura 13 – Perfil de rosca assimétrico	34
Figura 14 – Comparativo entre rosca normalizada e rosca Spirallock.....	34
Figura 15 – Curva S - N	35
Figura 16 – Contagem de ciclos <i>rainflow</i>	37
Figura 17 – Regra de Palmgren-Miner	38
Figura 18 – MA10.0 com carroceria Volare	39
Figura 19 – Fluxograma das etapas do trabalho.....	40
Figura 20 – Célula de carga KMR300 da HBM	41
Figura 21 – Quantum X da HBM.....	41
Figura 22 – Pista de costeletas (a) e Pista de pedra de rio (b).	42
Figura 23 – Pista de paralelepípedos (a) e Pista de torção (b).	43
Figura 24 – Pista de buracos (a) e Lombada invertida (b).	43
Figura 25 – Tratamento de sinais coletados	44
Figura 26 – Modelo 3D do projeto do dispositivo de ensaio.....	45
Figura 27 – Tensões alternantes ao longo do tempo	46
Figura 28 – Cargas alternantes e cargas cíclicas.....	48
Figura 29 – Instrumentação.....	50
Figura 30 – Gráfico da variação da carga na pista de costeletas	52
Figura 31 – Gráfico da variação da carga na pista de pedra de rio.....	53

Figura 32 – Gráfico da variação da carga na pista de paralelepípedos.....	53
Figura 33 – Gráfico da variação da carga na pista de torção.....	54
Figura 34 – Gráfico da variação da carga na pista de buracos	54
Figura 35 – Gráfico da variação da carga na lombada invertida	54
Figura 36 – Gráfico da contagem por <i>rainflow</i>	55
Figura 37 – Dispositivo para ensaio	57
Figura 38 – Dispositivo para ensaio	58
Figura 39 – Gráfico do ensaio em bancada com porca normalizada.....	58
Figura 40 – Gráfico do ensaio em bancada com porca Spiralock.....	59
Figura 41 – Comparativo Alongamento do parafuso X Deformação da junta	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tipos de pistas X velocidades.....	42
Tabela 2 – Tabela de itens do dispositivo de ensaio	45
Tabela 3 – Tabela de torques e cargas pré-teste	51
Tabela 4 – Tabela de cargas pós-teste	51
Tabela 5 – Tabela contagem <i>rainflow</i>	56
Tabela 6 – Dados para parametrização	56
Tabela 7 – Equações das linhas de tendência geradas pelo ensaio de bancada	60

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASTM	American Society for Testing and Materials
CAD	Desenho Auxiliado por Computador
CTR	Centro de Tecnologia Randon
DENP	Departamento de Engenharia do Produto
DTT	Determinação de Torque e Tensão
HBM	Hottinger Baldwin Measurements
IARC	International Agency for Research on Câncer
ISO	Organização Internacional para Padronização
IT-CA	Instrução de Trabalho Agrale
OPCH	Operação de Chassis
OPEE	Operação de Engenharia Experimental
PBT	Peso Bruto Total
RFC	<i>Rainflow</i> Counting
SWT	Smith – Watson - Topper
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso
UCS	Universidade de Caxias do Sul
UNF	Unified National Fine
UNS	Unified National Standard
Vol.	Volume

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	15
1.2	OBJETIVOS	17
1.2.1	Objetivo geral do trabalho.....	17
1.2.2	Objetivos específicos do trabalho	17
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	18
2.1	ELEMENTOS DE FIXAÇÃO	18
2.1.1	Juntas aparafusadas	18
2.1.2	Tipos de roscas	19
2.1.3	Rigidez de fixadores.....	20
2.1.4	Rigidez de membros	21
2.1.5	Tensão axial.....	22
2.1.6	Tensão de cisalhamento.....	23
2.1.7	Coefficiente de atrito.....	24
2.2	PRÉ-CARGA DE JUNTAS EM TRAÇÃO	26
2.2.1	Parafusos pré-carregados sob carga estática	26
2.2.2	Parafuso pré-carregado com carga dinâmica	29
2.2.3	Relação torque x pré-carga.....	30
2.3	PERDA DE TORQUE EM JUNTAS APARAFUSADAS	31
2.3.1	Métodos para evitar perda de torque	32
2.4	ANÁLISE DINÂMICA DE TENSÃO.....	35
2.4.1	Curva S-N.....	35
2.4.2	Contagem de ciclos pelo método <i>rainflow</i>	36
2.4.3	Regra de Palmgren-Miner	37
3	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	39
3.1	METODOLOGIA.....	39
3.2	INSTRUMENTAÇÃO DO VEÍCULO	40
3.2.1	Medições nas pistas do Centro de Tecnologia Randon	41
3.3	ANÁLISE DE SINAL	44
3.4	DISPOSITIVO DE ENSAIO EM BANCADA	44

3.5	CÁLCULO DA TENSÃO MÁXIMA EQUIVALENTE.....	46
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	50
4.1	INSTRUMENTAÇÃO DA SUSPENSÃO PARA ENSAIO EM CAMPO	50
4.2	ENSAIO NAS PISTAS	51
4.2.1	Cargas estáticas pré-teste.....	51
4.2.2	Cargas estáticas pós-teste.....	51
4.2.3	Perfil de cargas obtidas	52
4.3	ENSAIO EM LABORATORIO	55
4.3.1	Dispositivo de ensaio em bancada	57
4.3.2	Perfil de cargas obtidas	58
4.4	PREVISÃO DE PERDA DE TORQUE.....	59
5	CONCLUSÕES	61
6	TRABALHOS FUTUROS.....	63
	REFERÊNCIAS	64
	APÊNDICE A – PERFIL DE PISTA COM PORCA SPIRALOCK.....	66
	APÊNDICE B – PERFIL DE PISTA COM PORCA NORMALIZADA	67
	ANEXO A – DIMENSÕES DE PARAFUSOS COM ROSCAS MÉTRICAS.....	68
	ANEXO B – PLANO DE MANUTENÇÃO AGRALE.....	69
	ANEXO C – INSTRUÇÃO DE TRABALHO AGRALE	70

1 INTRODUÇÃO

Diante dos avançados projetos apresentados por empresas multinacionais do setor automotivo, assim como da alta tecnologia presente em seus produtos e do forte investimento destinados à pesquisa e desenvolvimento, mostra-se cada vez mais necessário, às empresas nacionais, a apresentação de produtos e serviços específicos elaborados visando uma competitividade à altura.

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005, p. 39) “o fabricante é o responsável por qualquer dano ou ferimento que aconteça em decorrência de um defeito, não importando se sabia a respeito desse defeito ou se de fato pudesse ter conhecimento do mesmo”. Desta forma, as empresas ficam receosas, na maior parte das vezes, em lançarem produtos novos com poucas horas de testes, mas devido aos curtos prazos envolvidos, acabam por confiar na experiência de seus profissionais de engenharia. Entretanto, em função de prazos diminutos, para entrega dos projetos, atendendo assim, os prazos de outros setores como compras e montagem, alguns detalhes acabam passando despercebidos, sendo que, por vezes, o produto precisa ser comercializado sem mesmo ter passado pelos devidos testes experimentais de qualidade e funcionalidade. Ao identificar alguma possível falha em um componente e com receio das consequências e dos danos materiais e humanos que esses elementos identificados e pouco solicitados em testes podem causar, opta-se pelo *recall*, o qual, envolve aumento dos custos, indisposição com clientes e abalo na credibilidade do produto.

Diante do exposto, optou-se pela realização de um estudo envolvendo os elementos de fixação de um conjunto de suspensão veicular, mais especificamente as perdas de torque entre diferentes tipos de perfis de rosca dos fixadores aplicado em grampo de molas, utilizado em um veículo comercial de 10 toneladas, conforme mostrado na Figura 1, produzido pela Agrale S.A

Como o sistema de suspensão de um veículo trata de componentes de alta responsabilidade, pois se falharem, podem causar danos irreparáveis, busca-se, então, garantir o correto dimensionamento das peças e, eventualmente, sugerir aperfeiçoamentos afim de melhorar sua durabilidade, confiabilidade e até redução de custo.

Figura 1 – Ônibus MA 10.0.



Fonte: Acervo Agrale (2018)

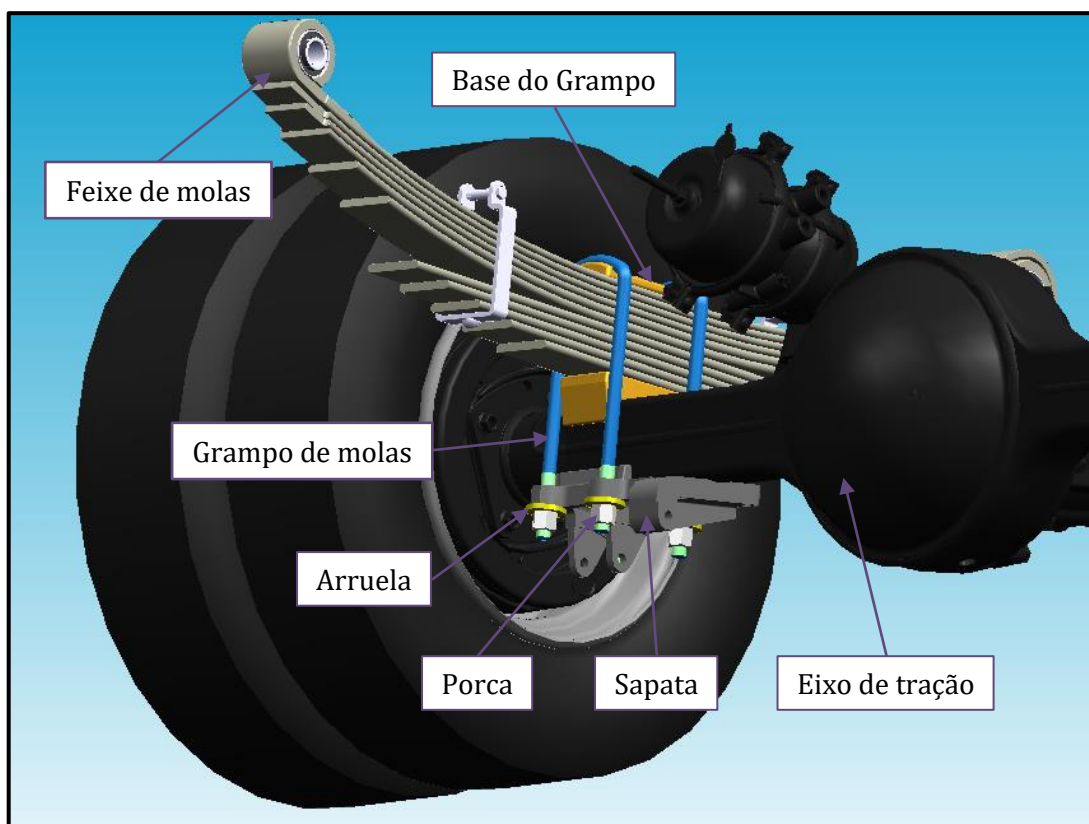
1.1 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Um projeto bem elaborado no sentido comercial e, tecnicamente bem dimensionado, entrega ao produto uma garantia de diminuição do retrabalho e custo reduzido do processo de fabricação. Um projeto mal dimensionado, porém, trará posteriormente ônus indesejados para a empresa.

A proposta apresentada neste trabalho é comparar o comportamento da perda de torque nas fixações do grampo de molas da suspensão de um chassi para micro-ônibus com capacidade de 10 toneladas, conforme Figura 2. Apesar do produto já estar rodando nas ruas e estradas de todo o Brasil e não haver ocorrência de soltura total desta fixação, a Engenharia do Produto da Agrale desconhece dados mais aprofundados e inerentes a esta aplicação, como as cargas atuantes e o comportamento das mesmas em condição de trabalho.

Por se tratar de componentes da suspensão e serem responsáveis por suportar toda a carga colocada sobre o veículo, é muito importante saber o comportamento dos elementos de fixação para dimensioná-los corretamente, também para elaborar um plano de manutenções periódicas adequado a fim de garantir a segurança do veículo e o seu funcionamento sem maiores problemas.

Figura 2 – Imagem em CAD de uma suspensão traseira de um veículo MA10.0.



Fonte: O Autor (2018)

Ainda hoje é comum encontrar em empresas projetos antigos, validados somente pela aplicação do produto. Estes projetos são fundamentados em experiências práticas e conhecimentos empíricos, e suas bases de cálculo não estão registradas ou se perderam ao longo dos anos.

Este trabalho propõe, além de comparar as perdas de torque entre diferentes tipos de porcas fixadoras, sendo uma de perfil normalizado e outra de perfil especial patentado, realizar cálculos analíticos consistentes para o dimensionamento da junta parafusada utilizada na fixação do grampo de molas no conjunto de suspensão.

Esta base de cálculo, quando disponível para o engenheiro, permite que o mesmo possa avaliar de maneira técnica a junta utilizada atualmente, e, desta forma, propor melhorias de projeto.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral do trabalho

Verificar o comportamento da perda de torque da porca que fixa o grampo de mola no conjunto de suspensão traseira do MA10.0, atuando em diferentes tipos de pistas e comparar a redução da força tensora entre dois fixadores diferentes, sendo um normalizado e outro de perfil especial.

1.2.2 Objetivos específicos do trabalho

- a) definir o plano de instrumentação do veículo para coleta de dados das cargas alternantes geradas durante um percurso padrão a ser realizado no Centro de Tecnologia Randon;
- b) analisar e realizar o tratamento dos sinais coletados aplicando o método de *rainflow* de contagem de ciclos e efetuar os cálculos analíticos para definir os valores das cargas para parametrização da máquina de ensaio;
- c) projetar dispositivo e aplicar na máquina de carregamento harmônico em laboratório, parametrizada com os dados obtidos analiticamente;
- d) avaliar a perda de torque em dois diferentes fixadores ao longo do tempo sob carregamento dinâmico utilizando o critério SWT.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta a fundamentação teórica envolvida neste estudo que visa conhecer os fatores que levam a perda de em uma junta aparafusada, envolvendo grampos de mola em uma aplicação de suspensão veicular. Para isso foram abordados assuntos pertinentes à esta aplicação, relacionadas a junta aparafusada e apresentou-se uma breve descrição sobre a montagem dos componentes que compõem o conjunto de suspensão veicular de transporte de passageiros.

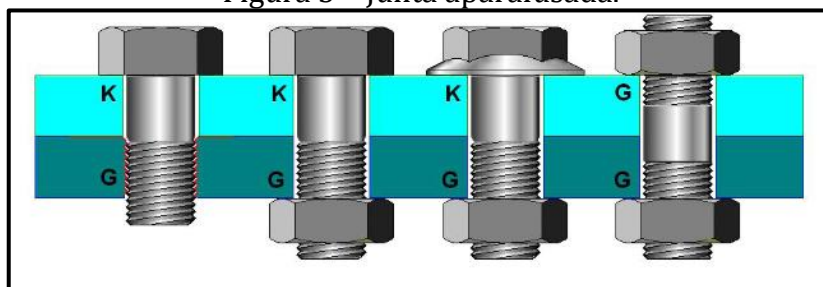
2.1 ELEMENTOS DE FIXAÇÃO

2.1.1 Juntas aparafusadas

A grande maioria dos produtos manufaturados pelas indústrias tem a junção de seus componentes unidos por parafusos. Esta junta aparafusada é composta de, pelo menos, dois componentes. A correta união desses componentes é obtida por meio de um adequado processo de aperto, cujo torque é definido preliminarmente por meio de cálculos matemáticos e posteriormente por meio de ensaios no produto.

A união por elementos roscados permite a montagem e a desmontagem dos componentes quando necessário. Estão disponíveis diversos tipos de fixadores roscados, porém todos possuem um elemento em comum, a rosca. Em termos gerais, a rosca é uma hélice que faz com que o parafuso avance sobre o material da porca quando rotacionado. As roscas podem ser externas (parafuso atarraxante) ou internas (porcas ou furo rosqueado) (NORTON, 2013).

Figura 3 - Junta aparafusada.



Fonte: Adaptado de Muniz (2007)

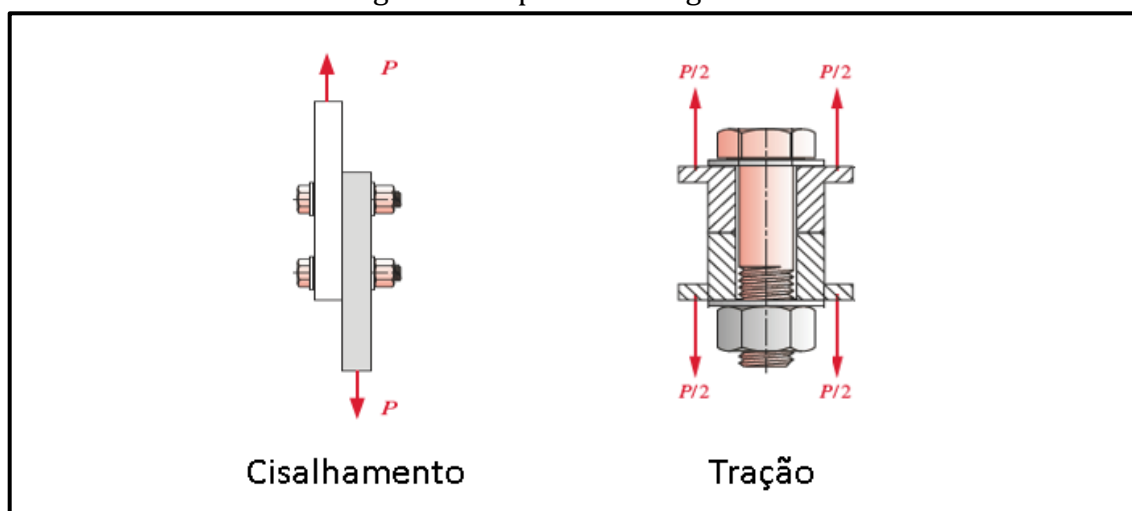
A Figura 3 mostra quatro tipos de rosqueamentos frequentemente usados em junções de engenharia onde K representa a cabeça do parafuso e G a rosca. Conforme

FERRARI (2011), não importa o processo de aperto utilizado para atingir a força de união especificada, algumas variáveis como tempo, torque e ângulo que devem ser controladas e monitoradas são sempre indiretas.

Em relação ao comportamento dos parafusos em um mesmo produto, mesmo tendo as mesmas características físicas, é distinto e único para cada união que o mesmo constitui. Peças de geometrias complexas, que recebem esforços de maneira diferente, certamente necessitam de diferentes processos de apertos em cada um para se obter a uniformidade de força na união desejada.

As juntas aparafusadas são projetadas de acordo com o tipo de carregamento para o qual serão utilizadas e são classificadas, entre outros esforços, como esforço de tração ou de cisalhamento, conforme exemplifica a Figura 4.

Figura 4 – Tipos de carregamento



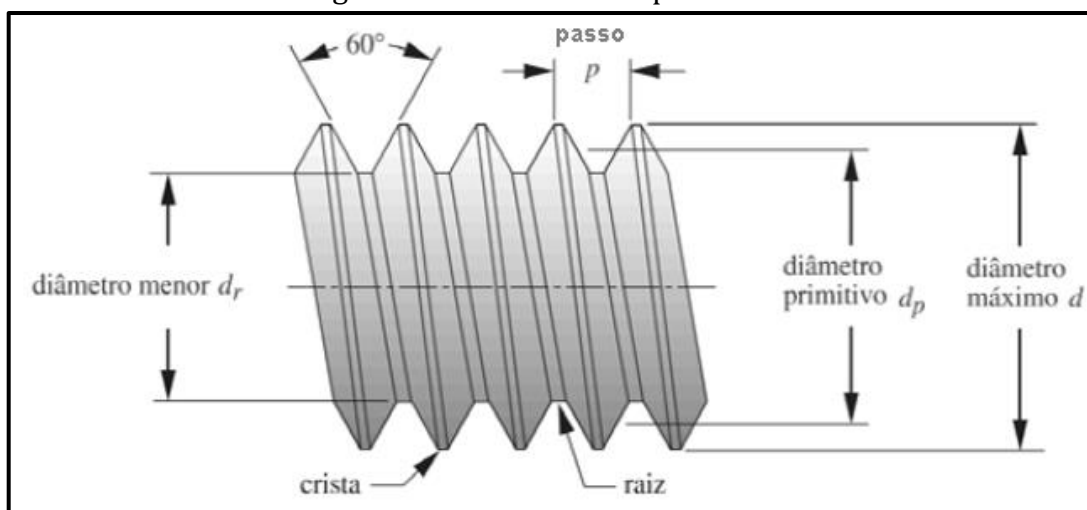
Fonte: Adaptado Norton (2013)

2.1.2 Tipos de roscas

Dentre os perfis normalizados de rosca para juntas aparafusadas, os mais conhecidos são: o padrão europeu ISO (*International Standards Organization*), e o padrão utilizado por países como Estados Unidos e Canadá, UNS (*Unified National Standard*).

Para determinar pré-carga permissível de fixadores, é necessário conhecer as dimensões do parafuso para obter informações como área de seção transversal, área trativa, passo entre outros itens que venham a serem usadas no dimensionamento do projeto. A Figura 5, mostra o perfil padrão ISO que será utilizado ao longo deste trabalho.

Figura 5 – Perfil de rosca padrão ISO



Fonte: Adaptado Norton (2013)

As roscas de parafusos também se distinguem quanto a espessura de seus filetes. Geralmente são denominadas como rosca grossa e fina. A diferença entre elas é a quantidade de filetes de rosca para um mesmo comprimento, as roscas finas possuem mais filetes que as grossas (ou normais).

2.1.3 Rigidez de fixadores

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005) a rigidez (k) de um parafuso com porca ou de um sem porca dependerá, basicamente, de duas partes, sendo elas a haste não rosqueada e a área rosqueada. A constante de rigidez do parafuso de porca é equivalente a duas molas em série, sendo assim, para se encontrar tal rigidez, deve-se utilizar o seguinte cálculo:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \text{ ou } k = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (1)$$

Já para se determinar a rigidez na parte rosqueada e na parte não rosqueada são utilizadas as equações 2 e 3:

$$k_t = \frac{A_t \cdot E}{l_t} \quad (2)$$

$$k_d = \frac{A_d \cdot E}{l_d} \quad (3)$$

onde: k_t é a constante de rigidez na parte rosqueada (N/mm);

k_d é a constante de rigidez da parte não rosqueada (N/mm);

A_t é a área sob tensão de tração (mm²) (ver ANEXO A);

A_d é a área de maior diâmetro do fixador (mm²);

l_t é o comprimento da porção rosqueada do aperto (mm);

l_d é o comprimento da porção não rosqueada em aperto (mm);

E é o módulo de elasticidade do parafuso (MPa).

Substituindo tais dados da Equação 2 e 3 na Equação 1 obtém-se a Equação 4:

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d} \quad (4)$$

onde: k_b = rigidez efetiva estimada do parafuso (N/mm);

Para parafusos curtos em que a área não rosqueada é pequena, a Equação 2 é suficiente para determinar k_b . Demais informações referentes às dimensões de parafusos, são obtidas diretamente no catálogo do fabricante.

2.1.4 Rigidez de membros

Conforme Shigley, Mischke e Budynas (2005) para se determinar o que irá acontecer ao se aplicar uma carga sobre a junta aparafusada, é necessário primeiramente possuir conhecimento em relação às constantes de rigidez envolvidas no problema.

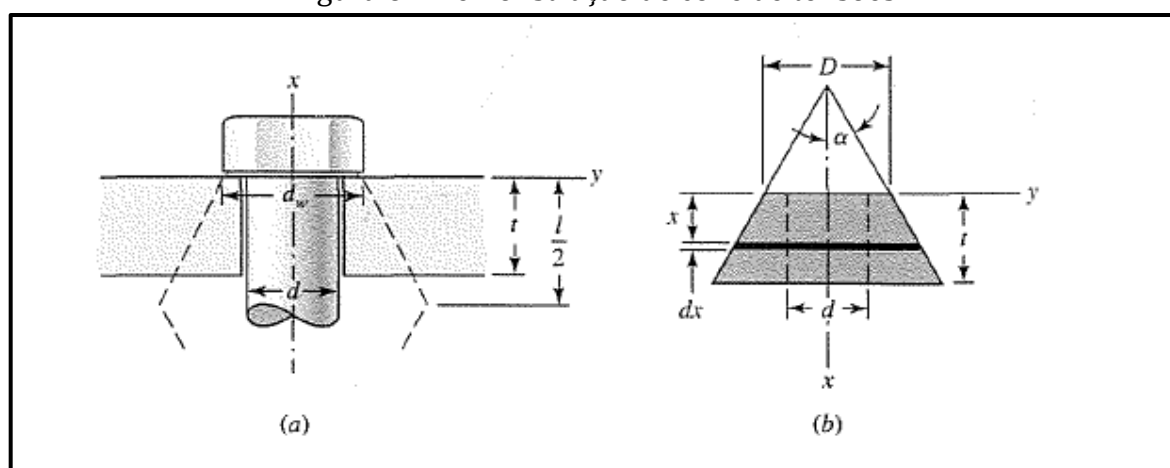
Em uma união aparafusada pode haver mais de duas peças envolvidas na junta sendo que todas atuam, então, como mola compressiva em série, o que pode ser calculado na equação 5.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (5)$$

Em testes realizados para determinar a distribuição de pressão na interface do membro, foram encontrados resultados onde a pressão permanece alta até 1,5 vezes o raio do parafuso, segundo Shigley; Mischke; Budynas (2005).

Conforme Norton (2013) a distribuição de tensões no entorno do parafuso se assemelha a um cone (Figura 6), sendo este denominado cone de tensões.

Figura 6 – Demonstração de cone de tensões.



Fonte: Adaptado Shigley (2005)

Para o ângulo α geralmente é utilizado um valor de 30° , pois tal valor apresenta uma considerável aproximação do volume tensionado obtido através de experimentos. Sendo assim, pode ser utilizada, então, a Equação 6 para juntas com o mesmo material.

$$k = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{\ln \frac{(1,155 \cdot t + d_2 - d) \cdot (d_2 + d)}{(1,155 \cdot t + d_2 + d) \cdot (d_2 - d)}} \quad (6)$$

Já para materiais diferentes, o valor de rigidez do material (k) tem que ser calculado separadamente como função de diversos valores de tensões t :

$$t_a = \frac{l_m}{2}; t_b = t_1 - \frac{l_m}{2}; t_c = l_m - t_1 \quad (7)$$

onde: t_a , t_b e t_c são diferentes comprimentos do cone de tensões (mm);

t_1 é a espessura de um dos membros da junta (mm);

l_m é o comprimento total do cone de tensões (mm).

Depois de encontrados os diferentes valores de k para cada valor de t , tais dados devem ser substituídos na Equação 5, o que resultará, por fim, na rigidez de cada material na junta aparafusada (NORTON, 2013).

2.1.5 Tensão axial

A tensão axial ou tensão normal é uma das solicitações mais comuns aplicadas em um elemento. Pressupõe-se que é um carregamento aplicado uniformemente paralelo ao eixo do parafuso onde um dos lados está engastado ou sofre um carregamento no

sentido oposto ao primeiro. A tensão normal aplicada na tração pura pode ser calculada pela equação 8:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (8)$$

onde: σ é a Tensão (MPa);

F é a força aplicada (N);

A é a área da seção transversal (mm²);

Nessas juntas, o esforço é aplicado paralelamente ao eixo do parafuso por meio de tração de forma estática ou dinâmica.

Conforme Shigley; Mischke; Budynas (2005, p. 398) “o propósito do parafuso de porca é reter duas ou mais partes. Torcer a porca estica esse parafuso de modo a produzir a força de retenção”, a qual é conhecida como pré-carga e que é responsável pela conservação do torque aplicado. Esta força de contenção deve ter grandeza maior do que a carga externa de tração que a junta irá ser submetida, e menor do que a carga de prova especificada para o parafuso, evitando que ocorra a deformação permanente do mesmo.

2.1.6 Tensão de cisalhamento

Em relação à tensão de cisalhamento em junções aparafusadas, se encontram envolvidos os filetes de rosca dos parafusos e das porcas. Assim, deve-se sempre adotar adequadamente o material a ser utilizado para ambos, pois se o material da porca se mostrar mais fraco, o que geralmente acontece, os filetes de rosca tendem a ser cisalhados ao longo do seu diâmetro maior, enquanto se o material do parafuso for o mais fraco, os filetes de roscas serão cisalhados ao longo do seu diâmetro menor. Já se ambos possuírem a mesma resistência, o conjunto pode ser rasgado ao longo do diâmetro primitivo.

Para a verificação do cálculo da tensão de cisalhamento para rasgamento de rosca, antes se deve calcular a área sob cisalhamento de rasgamento para o diâmetro menor, que é obtido pela equação 9.

$$A_s = \pi \cdot d_r \cdot w_i \cdot p \quad (9)$$

onde: A_s é a área sob cisalhamento de rasgamento (mm²);

d_r é o diâmetro menor da rosca do parafuso (mm);

w_i é o fator que define a porcentagem do passo ocupado pelo metal no diâmetro menor ;

p é o passo da rosca (mm).

Para calcular a área sob cisalhamento do rasgamento da porca no seu diâmetro maior utiliza-se a equação 10.

$$A_s = \pi \cdot d \cdot w_o \cdot p \quad (10)$$

onde: d é o diâmetro maior da rosca da porca (mm);

w_o é o fator que define a porcentagem do passo ocupado pelo metal no diâmetro maior. No caso de rosca tipo ISO é 0,88.

Com a área de cisalhamento, calcula-se a tensão de cisalhamento, equação 11.

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} \quad (11)$$

onde: τ_s é a tensão de cisalhamento (N/mm²);

F é a força cisalhante (N);

A_s é a área sob cisalhamento (mm²).

2.1.7 Coeficiente de atrito

É a associação entre as forças de contato entre duas superfícies, mais especificamente são as forças que oferecem resistência ao movimento destas superfícies e a força de compressão aplicada nesta mesma região. A equação 12 demonstra essa associação.

$$\mu = \frac{F_\mu}{N} \quad (12)$$

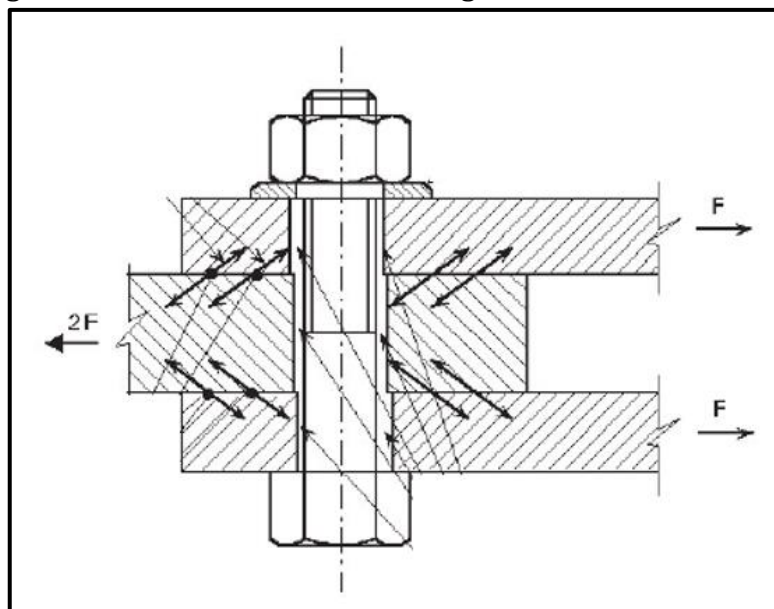
onde: μ = coeficiente de atrito;

F_μ = força de atrito (N);

N = força normal de compressão (N).

A Figura 7 exemplifica o comportamento dos esforços sobre uma junta de atrito sob carregamento de cisalhamento.

Figura 7 – União de atrito sob carregamento de cisalhamento.



Fonte: Adaptado Nijgh (2016)

O coeficiente de atrito pode ser definido sob o ponto de vista do sistema em estado estático e em movimento, assim:

- a) Coeficiente de atrito estático, relativo à força que se contrapõe ao início do deslocamento relativo entre as duas superfícies;
- b) coeficiente de atrito cinético, relativo à força que se contrapõe à continuidade do movimento relativo, após o movimento ter sido iniciado entre as duas superfícies em contato.

Ao se aplicar uma força sobre uma junta que seja superior a relação de força de compressão e força de atrito, ocorrerá o deslocamento entre as superfícies da junta, conseqüentemente a alteração do regime do coeficiente, passando de seu estado estático para o cinético. Utilizando a equação 13, e considerando a força de resistência ao deslocamento F_{fRd} igual à força de tração suportada pelo sistema F_{ty} , é possível obter o coeficiente de atrito sobre as regiões de contato do sistema.

$$\mu = \frac{F_{fRd} \gamma_e}{1,13 C_h F_{ct} n_s} \quad (13)$$

onde: μ = coeficiente de atrito;

F_{fRd} = força de resistência ao deslizamento (N);

C_h = fator de furo (1,00 para furo padrão);

F_{ct} = força de compressão resultante da pré-carga total no parafuso do sistema (N);

n_s = números de planos de contato;

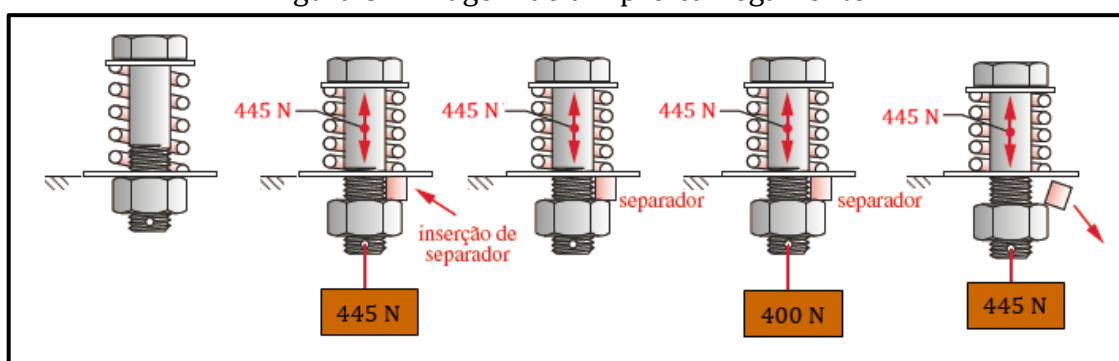
γ_e = coeficiente de ponderação da resistência (1,20 para combinações normais, especiais ou de construção e 1,00 para combinações excepcionais).

2.2 PRÉ-CARGA DE JUNTAS EM TRAÇÃO

A pré-carga, aplicada em uma junta aparafusada é uma das principais definições para garantir a eficiência da junta. Seu dimensionamento adequado tem como principal finalidade evitar o afrouxamento desta junta em condição de operação cotidiana.

A Figura 8 mostra o efeito da aplicação de uma pré-carga e a sua importância quando a junta for submetida a um carregamento externo. Este deve ser sempre previsto como sendo inferior à carga que mantêm a junção aparafusada.

Figura 8 – Imagem de um pré-carregamento.

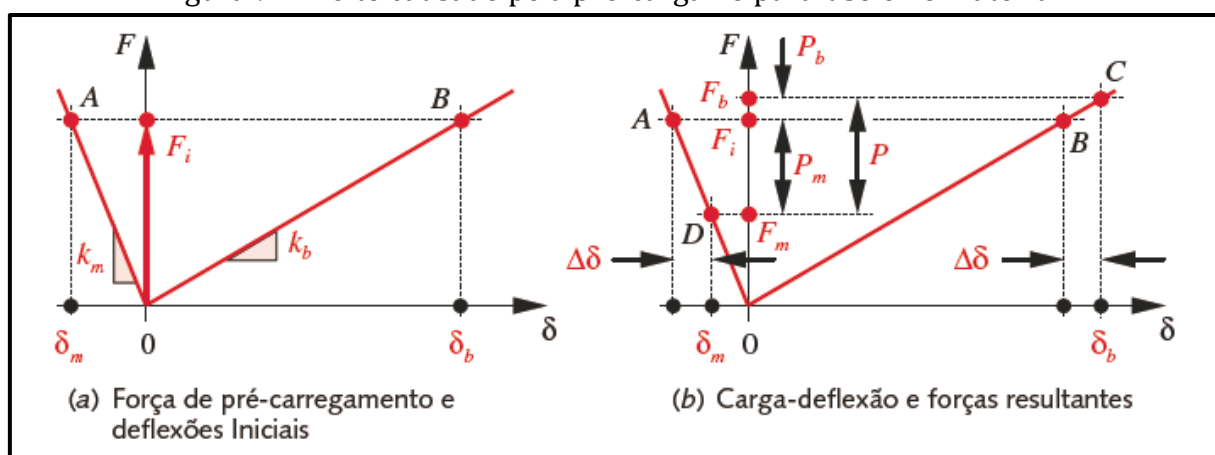


Fonte: Norton (2013)

2.2.1 Parafusos pré-carregados sob carga estática

Na Figura 9 é possível verificar a carga e a deflexão do parafuso e do material. Verificar-se que a reta inclinada positivamente corresponde ao parafuso, que tem o seu comprimento prolongado com o aumento da força, e a reta inclinada negativamente corresponde ao material, pois com o aumento da força o mesmo tem o seu comprimento reduzido (NORTON, 2013).

Figura 9 – Efeito causado pela pré-carga no parafuso e no material.



Fonte: Norton (2013)

Com este diagrama é possível notar que o parafuso é menos rígido que o material, onde uma pré-carga F_i é aplicada à junta por um aperto no parafuso, sendo as deflexões do parafuso δ_b e do material δ_m controladas pelas constantes de mola. Tais deflexões atingem os pontos A e B nas suas respectivas curvas, assim o comprimento do parafuso (δ_b) é maior que o encurtamento do material (δ_m).

Na aplicação de uma força externa P à junta, como demonstrado no diagrama acima, há o aparecimento de uma deflexão ($\Delta\delta$) no parafuso e no material. Essa deflexão será a mesma enquanto o parafuso e o material estiverem engastados. Com esta deflexão, a carga é reduzida a P_m onde uma nova situação é criada, sendo a força que atua sobre o material passando a ser F_m . Juntamente à deflexão, há um aumento na carga do parafuso P_b e uma nova força F_b , sendo a carga P dividida em duas componentes: P_m e P_b , conforme equação 14.

$$P = P_m + P_b \quad (14)$$

onde: P é a carga externa aplicada (N);
 P_m é a carga absorvida pelo material (N);
 P_b é a carga absorvida pelo parafuso (N).

A carga compressiva F_m , no material, definida na equação 15, passa a ser:

$$F_m = F_i - P_m \quad F_m \geq 0 \quad (15)$$

onde: F_i é o valor da pré-carga (N).

A carga de tração no parafuso, definida na equação 16, se torna:

$$F_b = F_i + P_b \quad (16)$$

onde: F_b é o valor da carga absorvida no parafuso (N).

A carga absorvida pelo material, conforme a Figura 8 é maior que a carga absorvida pelo parafuso, o qual fica então submetido a uma carga um pouco acima da carga aplicada no seu pré-carregamento, o que justifica a citação anteriormente de que se o parafuso não romper na pré-carga, não romperá em serviço.

O intuito de se realizar uma pré-carga próxima da resistência de prova do parafuso, é justamente visar o aproveitamento do máximo compartilhamento de carga no material, pois se P_m exceder a pré-carga F_i , a junta irá se romper. Assim, as informações da Figura 8 podem ser resumidas nas equações 17 ou 18 da seguinte maneira:

$$\Delta\delta = \frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m} \quad (17)$$

onde: $\Delta\delta$ é a deflexão adicional (mm);

k_m é a constante de mola do material da junta (N/mm);

k_b é a constante de mola do parafuso (N/mm).

ou

$$P_b = \frac{k_b}{k_m} \cdot P_m \quad (18)$$

Substituindo na Equação 14:

$$P_b = \frac{k_b}{k_m + k_b} \cdot P \quad (19)$$

ou

$$P_b = C \cdot P \quad (20)$$

onde: $C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$

O termo C é a constante de rigidez da junta. Sendo que C geralmente apresenta um valor menor do que 1 e considerando uma situação em que k_b é pequeno comparado a k_m , C será uma fração pequena. Confirmando que o parafuso será apenas uma parte na carga aplicada, conforme a equação 21.

$$P_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} \cdot P = (1 - C) \cdot P \quad (21)$$

Segundo Norton (2013) essa expressão pode então ser substituída nas Equações 15 e 16, obtendo-se, com isso, as expressões das cargas no parafuso e no material em termos da carga aplicada P , conforme as equações 22 e 23:

$$F_m = F_i - (1 - C) \cdot P \quad (22)$$

$$F_b = F_i + C \cdot P \quad (23)$$

A carga necessária para separar a junta (P_0) é encontrada a partir da Equação 22 definindo-se F_m igual a zero, conforme Equação 24:

$$P_0 = \frac{F_i}{(1 - C)} \quad (24)$$

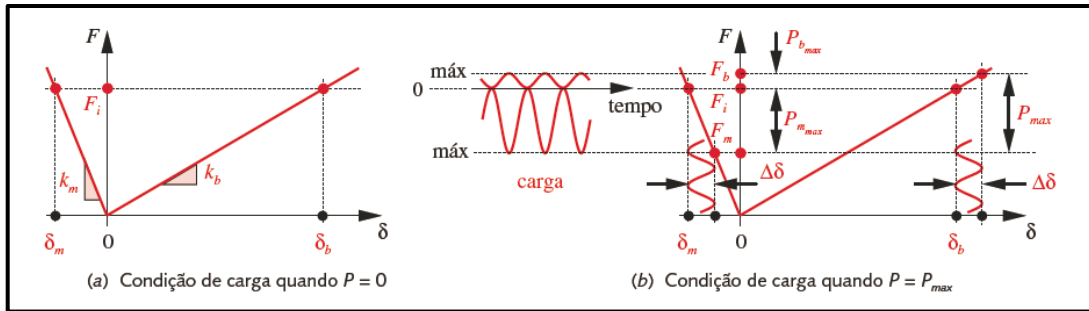
O coeficiente de segurança é encontrado pela equação 25:

$$N_{separação} = \frac{P_0}{P} = \frac{F_i}{P \cdot (1 - C)} \quad (25)$$

2.2.2 Parafuso pré-carregado com carga dinâmica

A importância da pré-carga em juntas carregadas dinamicamente se mostra ainda consideravelmente maior do que em juntas carregadas estaticamente. Na Figura 10 é demonstrado um diagrama de uma união aparafusada com cargas variadas. O P_{max} é dividido entre o material e o parafuso, sendo o material que absorve a maior parte da oscilação de carga graças a pré-carga no parafuso.

Figura 10 – Efeito causado no parafuso e no material por carga variada.



Fonte: Norton (2013)

A força alternada e média no parafuso representadas pelas equações 26 e 27:

$$F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2} \quad (26)$$

$$F_{média} = \frac{F_b + F_i}{2} \quad (27)$$

onde: F_b é o valor da carga absorvida no parafuso calculado anteriormente na Equação 23. As tensões alternadas e média são representadas pelas equações 28 e 29:

$$\sigma_a = K_f \frac{F_{alt}}{A_t} \quad (28)$$

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{F_{média}}{A_t} \quad (29)$$

onde: A_t é a área sob tensão de tração do parafuso,

K_f = fator de concentração de tensão de fadiga para o parafuso

K_{fm} = fator de concentração para as tensões médias (geralmente igual a 1,0 para parafusos pré-carregados).

Calcula-se ainda a tensão resultante da pré-carga F_i pela equação 30:

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} \quad (30)$$

2.2.3 Relação torque x pré-carga

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), como visto anteriormente, a pré-carga é muito importante em uniões aparafusadas, sendo assim, mostra-se necessário utilizar de algum método visando assegurar uma pré-carga eficiente. Uma das maneiras

para avaliação deste carregamento prévio é através da utilização de um micrômetro. Este método é geralmente utilizado quando é possível medir a elongação do parafuso quando exposto a uma pré-carga.

Conforme Norton (2013) existe ainda outros métodos para determinação da pré-carga, como, por exemplo, transdutores ultrassônicos que também medem a alongamento do parafuso, sendo necessário apenas o acesso à extremidade desse. Por outro lado, esse método não é muito utilizado em grandes produções, pois necessita de tempo, equipamento e pessoal capacitado.

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), outra opção seria a realização do controle de torque para se alcançar uma pré-carga específica através do uso de uma catraca de torque, onde é realizada a leitura em um mostrador de torque apropriado, sendo este um método de menor precisão. Conforme Norton (2013) o torque para uma determinada pré-carga em roscas lubrificadas pode ser calculado pela Equação 31.

$$T = K.F_i.d \quad (31)$$

onde: T é o torque de aperto (N.mm);

K é o fator de torque, geralmente usado 0,15;

F_i é o valor da pré-carga (N);

d é o diâmetro do parafuso (mm).

2.3 PERDA DE TORQUE EM JUNTAS APARAFUSADAS

Um dos problemas de uma junta aparafusada é garantir que o sistema irá permanecer com o torque ou a pré-carga aplicada na montagem, quando em sua aplicação, está exposto a vibrações. Segundo SAHA (2007), o afrouxamento ocorre principalmente devido aos esforços dinâmicos na direção perpendicular ao eixo do parafuso, que resulta em movimento transversal relativo entre a porca e o parafuso.

A força de fixação fornecida pelo aperto das conexões aparafusadas é fundamental na determinação do sucesso, ou não, da integridade estrutural de um conjunto. O parafuso é obrigado a fornecer a força de fixação mínima necessária de modo que a junta seja capaz de resistir às forças externas, evitando assim, movimento relativo da junta. Uma vez apertada, a força de fixação fornecida por uma conexão aparafusada

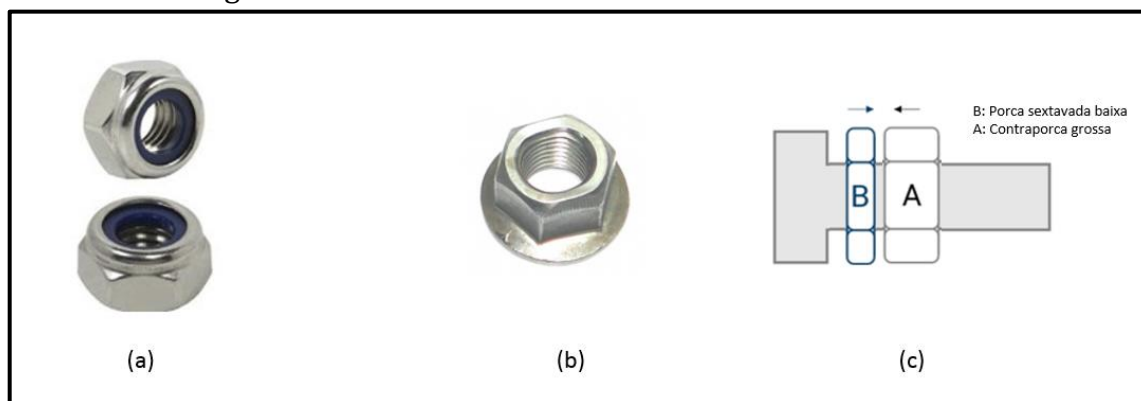
pode diminuir. A diminuição pode ocorrer sem qualquer rotação da rosca, como no caso de relaxamento de tensão, sendo que um dos possíveis motivos é a o assentamento dos componentes que constituem o conjunto, ou, o parafuso ou porca pode girar diminuindo a força de fixação como no caso de auto afrouxamento.

De acordo com ECCLES (2014), o item chave em qualquer método de especificação de torque é uma avaliação real do aperto residual da conexão pois é arriscado supor que o coeficiente de atrito não muda no aperto entre o parafuso e a porca. Alterações na temperatura, umidade e os efeitos da corrosão após o aperto do parafuso / porca afetarão a magnitude do coeficiente de atrito. Uma mudança no coeficiente de atrito desde o aperto original pode alterar a relação de força de fixação do torque.

2.3.1 Métodos para evitar perda de torque

Existem, no mercado, inúmeros tipos de porcas com perfil normalizado padrão europeu ISO (*International Standards Organization*), padrão utilizado por países como Estados Unidos e Canadá UNS (*Unified National Standard*), diversos perfis especiais e métodos, os quais têm por finalidade evitar a perda da pré-carga do conjunto montado.

Figura 11 – Porca com sistema de travamento mecânico.



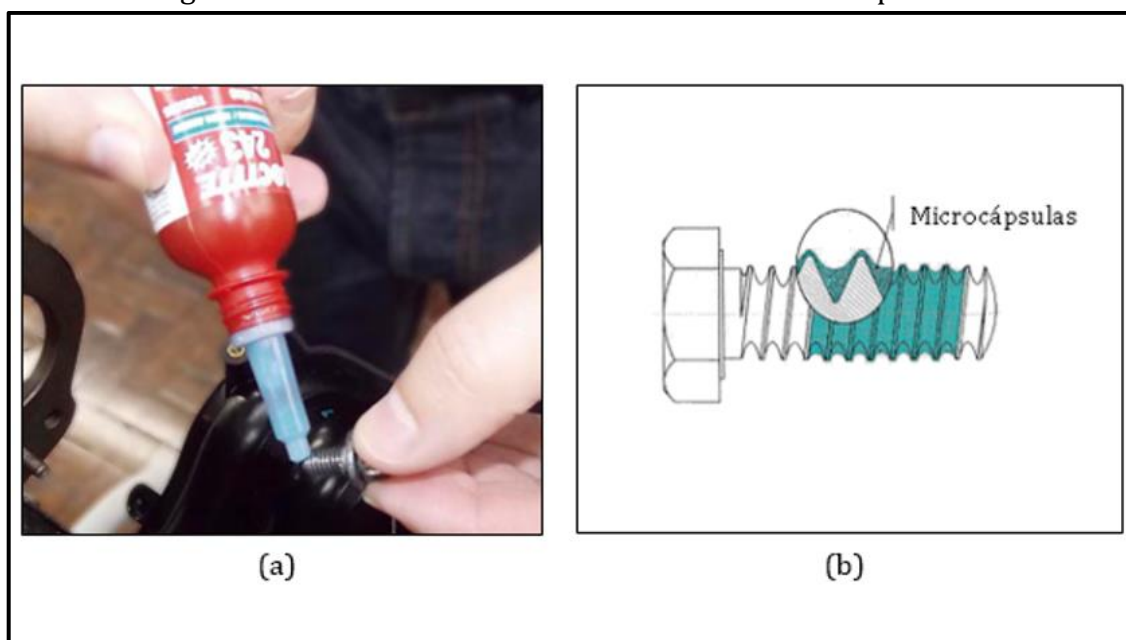
Fonte: Adaptado Ferramentas Gerais (2018)

A porca com inserto plástico (Figura 11a) possui um anel de nylon incorporado no topo com o diâmetro ligeiramente menor que o parafuso de forma a montar com interferência, moldando-se de acordo com os filetes de rosca aumentando assim o atrito entre as partes e reduzindo os efeitos da vibração. Um ponto negativo desta porca é sua baixa eficiência em lugares com altas temperaturas, conforme explica Adam (2010).

A porca amassada (Figura 11b) possui deformação proposital em seu corpo de forma a proporcionar maior interferência dos filetes da porca com os filetes do parafuso. Esta interferência aumenta o atrito e reduz o efeito de vibração sobre a pré-carga. Seu ponto negativo é o desgaste excessivo entre as partes, caso haja necessidade de constantes retiradas com conjunto aparafusado.

Um dos métodos mais antigos utilizados para evitar perda de torque é o sistema de porca e contraporca (Figura 11c). De acordo com Eccles (2012), são utilizadas duas porcas, geralmente de alturas diferentes, sendo ideal a porca de altura mais baixa a ser montado por primeiro.

Figura 12 – Vedante anaeróbico e vedante microencapsulado.



Fonte: (a) Revista o Mecânico (2018) e (b) Nylok (2018)

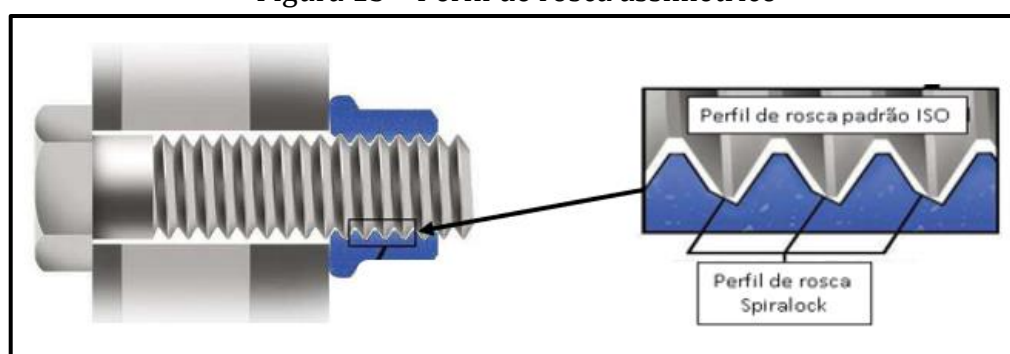
O vedante anaeróbico, ilustrado na Figura 12(a), é uma resina líquida que se polimeriza em contato com o metal e com a ausência de ar. Ao aplicar o torque o vedante ocupa os espaços vazios entre os filetes de rosca e se solidifica com a ausência de ar criando uma massa plástica que deve travar o movimento relativo entre as partes que poderiam proporcionar seu afrouxamento.

O travante químico microencapsulado é um composto de microcápsulas de vedante que é pré-aplicado na rosca do parafuso conforme mostra a Figura 12(b). Ao montar, estas microcápsulas se rompem liberando o vedante e ocupando os espaços vazios entre os filetes de roscas da porca e do parafuso. Em pouco tempo esse vedante irá

se solidificar e promover o travamento das partes, reduzindo a possibilidade de perda de torque por vibração.

A Figura 13 mostra o caso do perfil de rosca assimétrico, conhecido comercialmente como Spirallock®. É feita uma rosca fêmea com um chanfro no ângulo de 30° na sua base que proporciona o giro sem esforço do parafuso até que a crista do filete de rosca toque neste chanfro do 30°.

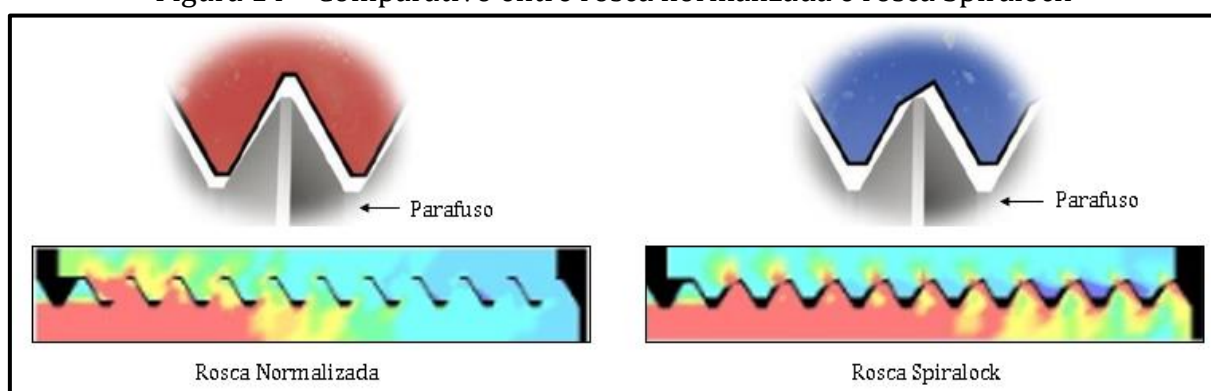
Figura 13 – Perfil de rosca assimétrico



Fonte: Adaptado Spirallock® (2018)

Conforme Tecnologia Spiralok (2018), o filete de rosca do parafuso é puxado firmemente contra o chanfro de 30°, criando uma linha contínua de contato espiral ao longo de todo o comprimento do engate da rosca. À medida que a pré-carga aumenta, o chanfro empurra os filetes de rosca do parafuso de todos os lados, eliminando a folga radial que permitiria que os fixadores começassem a se soltar sob vibração. A Figura 14 mostra um comparativo entre uma rosca normalizada e uma rosca Spirallock. No conjunto exposto com rosca normalizada é possível perceber que a tensão de aperto está distribuída apenas nos primeiros 30% do comprimento do parafuso, já no conjunto com Spirallock esta tensão é melhor distribuída ao longo do comprimento do parafuso

Figura 14 – Comparativo entre rosca normalizada e rosca Spirallock



Fonte: Adaptado Spirallock® (2018)

2.4 ANÁLISE DINÂMICA DE TENSÃO

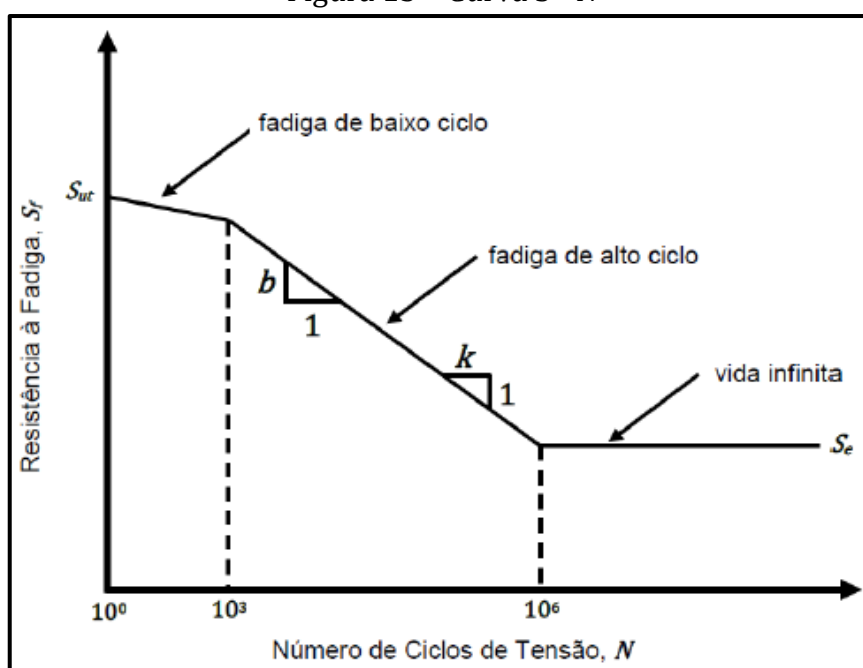
Para este trabalho será feita uma analogia da perda de carga na junta aparafusada com o fenômeno da fadiga. Para isto, vão ser utilizados alguns conceitos de fadiga pelo método da vida sob tensão.

2.4.1 Curva S-N

A curva de Wöhler, como também são conhecidos os diagramas S-N, é obtida por meio de ensaios que determinam a resistência a fadiga do material. O dispositivo é submetido a esforços repetitivos e de amplitudes de cargas determinados para obter-se um número de ciclos até a falha.

O gráfico da Figura 15 pode ser representado matematicamente pela equação 32, também chamada de equação de Basquin. A inclinação da curva é caracterizada pela letra k , sendo mais comum a utilização da equação 33.

Figura 15 – Curva S - N



Fonte: Adaptado SHIGLEY (2005)

$$S_f = a \cdot N^b \quad (32)$$

$$k = -\frac{1}{b} \quad (33)$$

onde: S_f – Resistência a fadiga do material;
 a – Coeficiente que representa o valor de S_f ;
 N – Número de ciclos a que o material é submetido;
 b – Inclinação da curva S-N representada em $\log x \log$;
 k – Inclinação inversa da curva S-N;

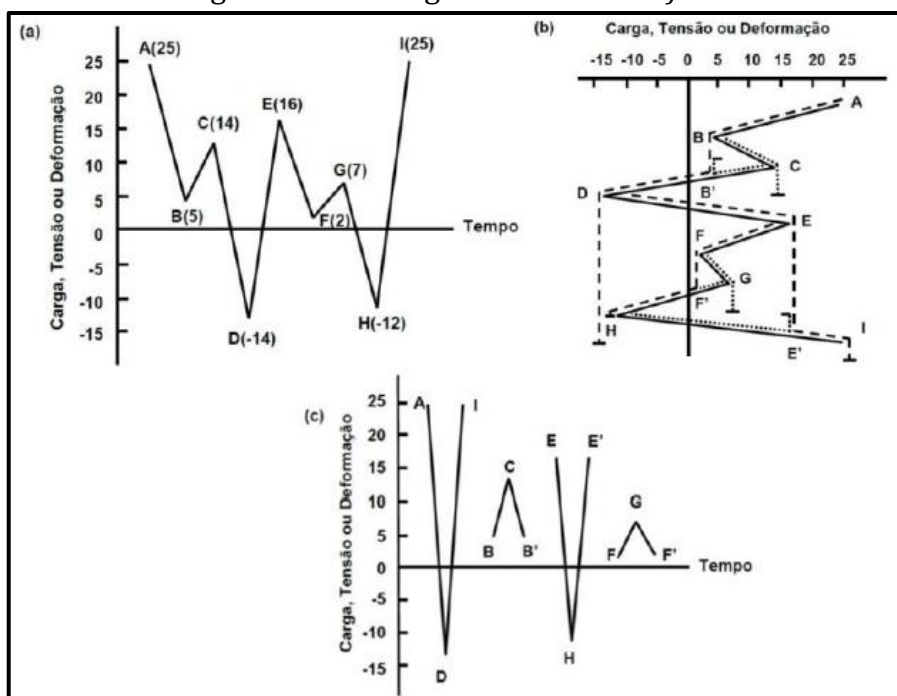
2.4.2 Contagem de ciclos pelo método *rainflow*

Ao obter-se os dados oriundos de uma instrumentação é necessário determinar um método de análise e contagem. O método de *rainflow* (RFC – *Rainflow Counting*), normalizado pela ASTM E 1049-85, é um dos principais métodos de contagem de ciclos de fadiga em amplitude variável, tendo sido proposto, inicialmente, por Matsuihi e Endo.

Conforme STEPHENS (2001), os criadores deste método imaginavam as linhas do gráfico indo de uma reversão até a outra, de modo similar ao fluxo de água da chuva descendo um telhado. As regras para contagem por esse método são:

- a) Reorganizar o histórico de carga de forma a iniciar pelo pico de maior ou menor valor;
- b) Partindo desse pico inicial, descer até a próxima reversão. O “fluxo de chuva” continua, a não ser que a magnitude do próximo pico seja igual ou maior que a magnitude do pico inicial, ou que um “fluxo de chuva” anterior seja encontrado.
- c) Repetir o mesmo procedimento para a próxima reversão e continuar esses passos até o final do histórico.
- d) Repetir o procedimento para todas as variações e partes das variações que não tenham sido utilizados em passos anteriores.

Na Figura 16(a), observa-se um perfil de tensão de amplitude variável obtidos na medição, na Figura 16(b) a tensão com eixo do tempo na posição vertical e a esse é aplicado o método de contagem de ciclos *rainflow*. A resultante desse processamento pode ser vista na Figura 16(c), na qual está representado os novos ciclos. Os resultados obtidos serão contados e somados por um método de dano linear para, posteriormente, serem utilizados na predição de vidas em fadiga

Figura 16 – Contagem de ciclos *rainflow*.

Fonte: Adaptado STEPHENS (2001)

2.4.3 Regra de Palmgren-Miner

Conforme STEPHENS (2001), o conceito de dano acumulado de Palmgren-Miner é uma maneira de analisar os gráficos gerados durante os testes. Este conceito determina que, o gráfico pode ser dividido em diferentes segmentos (ciclos) repetidos de carregamentos os quais consome diferentes frações de vida do componente. Matematicamente, este conceito pode ser definido pela equação 34. Estima-se que o colapso do material aconteça quando o somatório de todas as faixas for igual a 1, ou seja, 100% da vida conforme equação 35.

$$D = \frac{n}{N} \quad (34)$$

$$\sum \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (35)$$

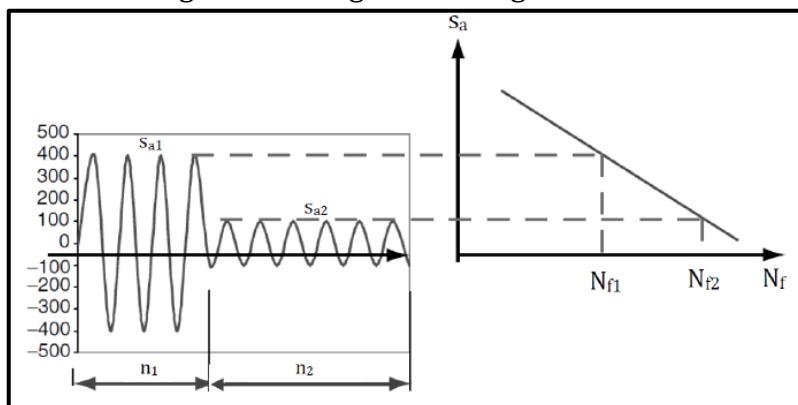
onde: D – dano acumulado

n – número de repetições de um ciclo de carregamento

N – é o número de repetições deste mesmo ciclo que levará o material até a falha

A Figura 17 demonstra dois intervalos de ciclos de tensão constantes e a respectiva curva S-N, onde a vida em fadiga para a amplitude de tensão S_{a1} e S_{a2} são denotados por N_{f1} e N_{f2} .

Figura 17 – Regra de Palmgren-Miner



Fonte: Adaptado SHIGLEY (2005)

3 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Este capítulo tem por finalidade detalhar a metodologia utilizada para atender a proposta e alcançar os objetivos deste trabalho de conclusão de curso.

3.1 METODOLOGIA

O objeto de estudo deste trabalho é um chassi Agrale MA10.0 com capacidade para 10 toneladas de PBT com carroceria da empresa Volare conforme Figura 18.

Figura 18 – MA10.0 com carroceria Volare



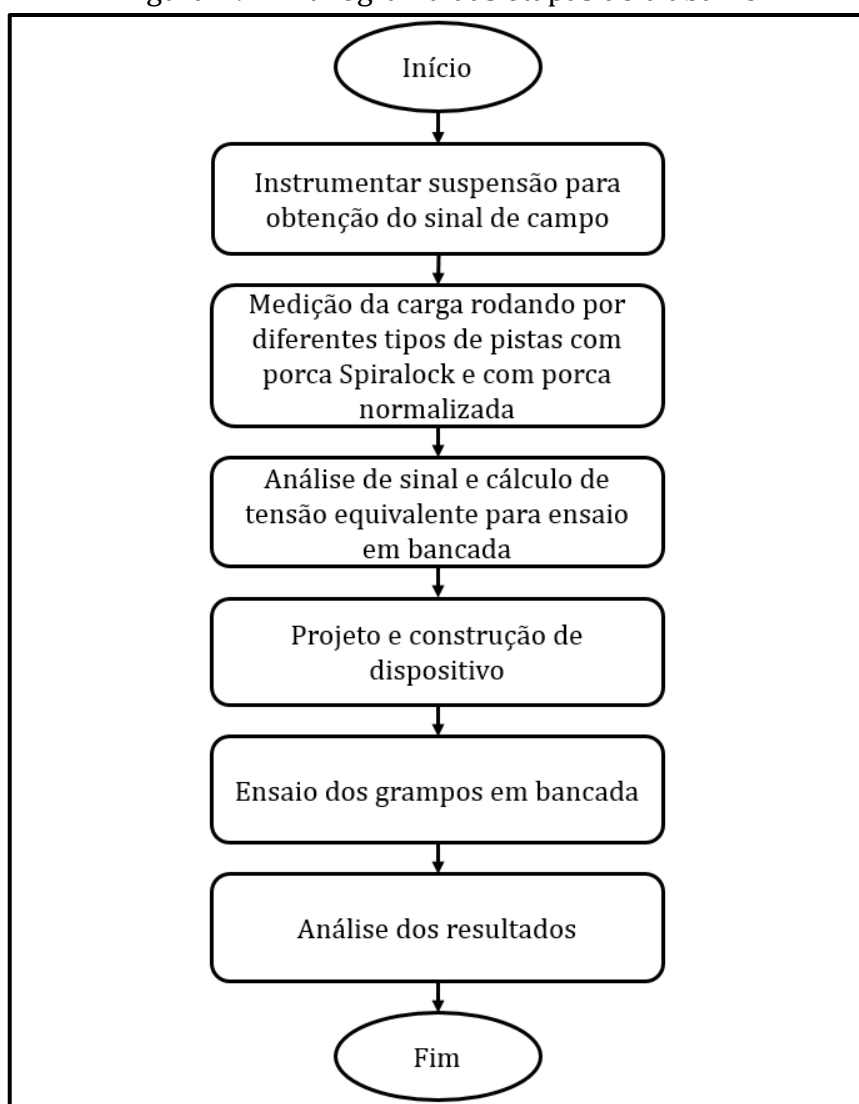
Fonte: O Autor (2018)

Procurou-se avaliar a eficiência e vantagens da utilização de um fixador com sistema de travamento, para reduzir os efeitos do afrouxamento por vibração, em comparação a um fixador normalizado convencional.

Avaliar uma junta aparafusada sob carregamento cíclico demanda de realização de uma série de testes e procedimentos a fim de se obter um número de ciclos até o relaxamento parcial da junta em condições de testes em campo e em condições de teste de laboratório. Foi feita a correlação entre a bancada de testes, que atua de forma similar a aplicação da junta em operação, e a pista do Centro de Tecnologia Randon.

Com o intuito de atender a proposta mencionada no item 1.2.1 descrita no capítulo 1, foi criado um fluxograma, mostrado na Figura 19, que ilustra as tarefas realizadas.

Figura 19 – Fluxograma das etapas do trabalho



Fonte: O Autor (2018)

3.2 INSTRUMENTAÇÃO DO VEÍCULO

Para determinarem as cargas atuantes na região do grampo de molas e a porca fixadora, foi realizada uma parceria entre empresas, onde a JOST Brasil, empresa do grupo Randon, líder mundial em tecnologia de quinta roda, forneceu as células de carga tipo anel modelo KMR300 da HBM (Figura 20). A UCS – Universidade de Caxias do Sul contribuiu com seu laboratório e seus técnicos de laboratório que auxiliaram na calibração das células de carga. O Centro de Tecnologia Randon, cedeu um horário para realizarem os testes. A estrutura está localizada numa área de 87 hectares e conta com 18 diferentes tipos de pistas para testes num total de 15 quilômetros.

Foi aplicado o torque de 382 Nm no conjunto montado com porcas do modelo Spiralock, coletadas as cargas de forma estática e fez-se uma volta no circuito de pistas a fim de realizar o assentamento do pacote de peças que compunham o conjunto de suspensão. Ao retornar, foi coletado a carga residual e reaplicado o torque de 382 Nm.

Após o assentamento da junta e aplicação do torque final, partiu-se para a coleta das cargas dinâmicas conforme metodologia previamente definida de velocidades para cada tipo de pista, como mostra a Tabela 1. Foi definido que o veículo fizesse o circuito com o peso em ordem de marcha, ou seja, é o peso do veículo pronto para rodar, com todos os fluidos necessários, mas sem contar os passageiros. No caso do MA10.0 em questão, 7180 kg.

Tabela 1 – Tipos de pistas X velocidades

Tipo de Pista	Velocidade (Km/h)
Costeletas	25
Pedras de Rio	30
Paralelepípedos	15
Torção	8
Pista de Buracos	30
Lombada Invertida	10

Fonte: O Autor (2018)

As pistas especiais de durabilidade do CTR (Centro de Tecnologia Randon) são trechos de reta com diferentes texturas que simulam eventos semelhantes aos encontrados nas estradas brasileiras. Através dos dados obtidos pode-se aplicar procedimentos que correlacionam a vida útil do item testado ou até mesmo do veículo.

Figura 22 – Pista de costeletas (a) e Pista de pedra de rio (b).



Fonte: Centro de Tecnologia Randon (2018)

A Figura 22(a) e a Figura 22(b) mostram as pistas de costeletas, com 190 metros de extensão e a pista de pedra de rio, com 150 metros de extensão, respectivamente. Estas são pistas que proporcionam uma excitação no veículo de baixas amplitudes e alta frequência.

Figura 23 – Pista de paralelepípedos (a) e Pista de torção (b).



Fonte: Centro de Tecnologia Randon (2018)

A Figura 23(a) e a Figura 23(b) mostram as pistas de paralelepípedos, com 150 metros de extensão e a pista de torção, com 180 metros de extensão, respectivamente. Estas são pistas que proporcionam uma excitação no veículo de altas amplitudes e baixa frequência.

Figura 24 – Pista de buracos (a) e Lombada invertida (b).



Fonte: Centro de Tecnologia Randon (2018)

A Figura 24(a) mostra a pista de buracos, com 120 metros de extensão e a pista de torção, com 180 metros de extensão. Esta pista proporciona uma excitação no veículo

de altas amplitudes e alta frequência. A Figura 24(b) mostra a Lombada invertida que submete o veículo a um esforço de grande amplitude.

A cada volta completa no circuito, foram coletados os dados e iniciado uma nova coleta, totalizando 3 voltas. O procedimento para coleta de dados com porca normalizada seguiu os mesmos moldes, inclusive as mesmas forças de aperto na junta e velocidades determinadas para cada pista.

3.3 ANÁLISE DE SINAL

A coleta de dados em condições reais pode apresentar algumas dificuldades, como algum contato indesejado com o sensor, umidade, variação de temperatura inesperadas, distúrbios eletromagnéticos, etc. Estes criam anomalias nos sinais. É crucial corrigir esses valores discrepantes. Algum pico registrado nos testes pode influenciar a fadiga ou os testes de bancada, pois levaria a um dano muito maior do que a realidade.

Conforme VERTUA (2011), aquisição de dados em campo podem apresentar discrepâncias nos sinais obtidos, os quais necessitam de correções. Normalmente são evidenciados a presença de *spikes* (sinal de curta duração e, na maioria das vezes, de grande amplitude) e *drifts* (oscilação permanente do sinal onde o mesmo perde sua referência). A Figura 25 mostra um exemplo de sinal contendo desvios e picos. Os programas contendo detecção de anomalias agem de forma a detectá-los e corrigi-los. Neste trabalho utilizou-se o *software Catman* da HBM para a contagem de ciclos e distribuição de carregamentos.

Figura 25 – Tratamento de sinais coletados



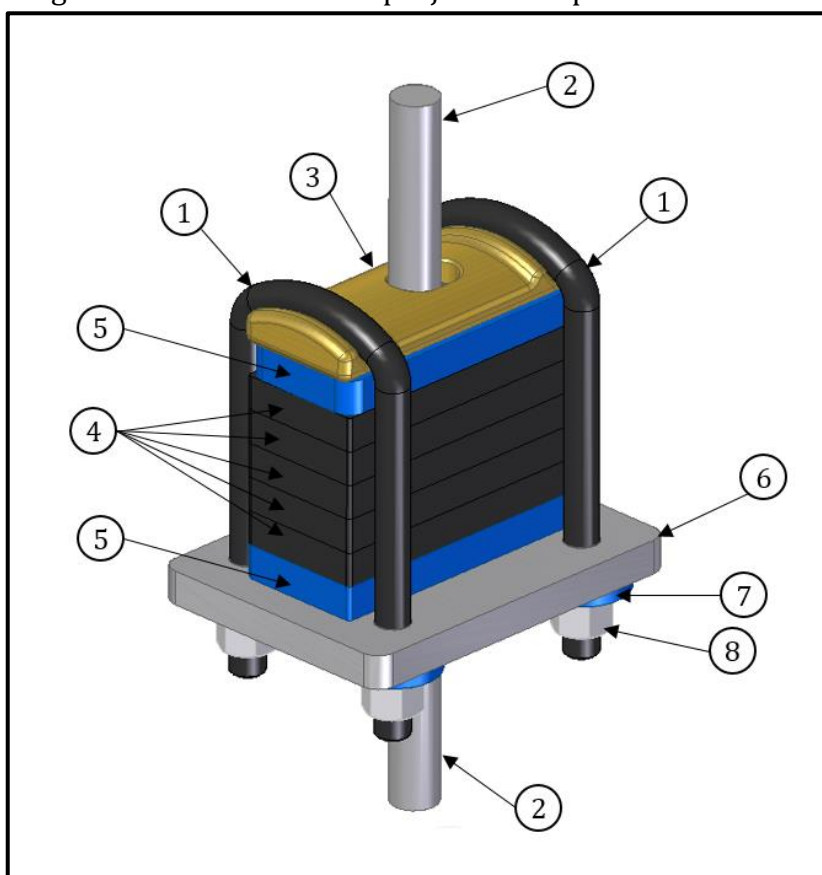
Fonte: Adaptado VERTUA (2011)

3.4 DISPOSITIVO DE ENSAIO EM BANCADA

O dispositivo ilustrado na Figura 26, foi submetido ao ensaio da tração cíclica executado na UCS – Universidade de Caxias do Sul. O procedimento seguiu a metodologia

desenvolvida após análises dos itens 3.3 e 3.4 deste capítulo. O ensaio foi formado basicamente pela aplicação de tração e relaxamento da junta repetidamente de forma a simular os movimentos de utilização do veículo em campo e um contador eletrônico para registro da quantidade de ciclos. O dispositivo foi submetido a movimentos cíclicos a uma frequência de 500 ciclos por minuto por um período de 4 horas o que resulta em cerca de 120 mil ciclos para cada tipo de fixador. A tabela 2 identifica os itens que compõe o conjunto para ensaio.

Figura 26 – Modelo 3D do projeto do dispositivo de ensaio



Fonte: O Autor (2018)

Tabela 2 – Tabela de itens do dispositivo de ensaio

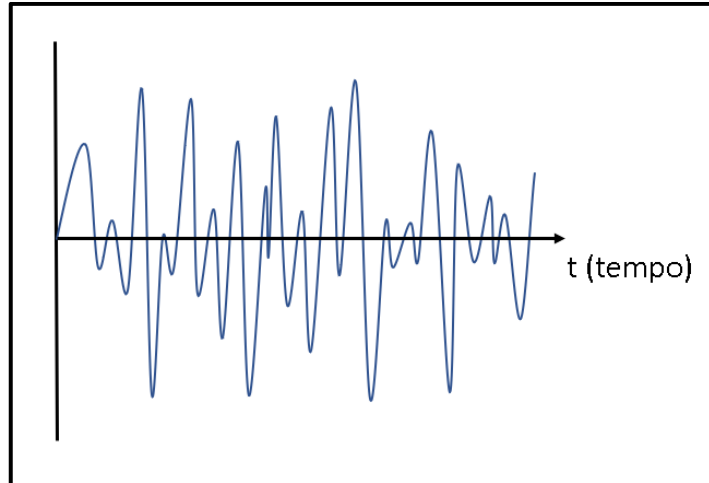
Item	Descrição	Quantidade
1	GRAMPO DE MOLA	2
2	PINO DE TRAÇÃO	2
3	APOIO DO GRAMPO	1
4	PACK MOLA	5
5	PACK MOLA BASE PARA PINO	2
6	SAPATA BASE	1
7	ARRUELA	4
8	PORCA M18X1,5	4

Fonte: O Autor (2018)

3.5 CÁLCULO DA TENSÃO MÁXIMA EQUIVALENTE

Considerando um espectro de tensões variáveis como da Figura 27:

Figura 27 – Tensões alternantes ao longo do tempo



Fonte: O Autor (2018)

Utilizando a técnica de *rainflow*, faz-se a contagem de ciclos em termos de tensões alternantes e tensões médias. Tem-se, então, o dano cumulativo, calculado conforme a equação 36.

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} + \dots = \sum_{i>1}^n \frac{n_i}{N_i} \quad (36)$$

onde: n_i – é o número de ciclos para determinada tensão alternante e tensão média.

N_i – é o número de ciclos até a falha para determinada tensão alternante e tensão média

N_i é calculado pela equação de Basquin como mostra a equação 37:

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (37)$$

onde: S_f – é a resistência à fadiga para vida infinita, considerando tensão alternante e tensão média, conforme equação 38.

$$S_f = \sigma_{ar} \quad (38)$$

Pelo critério SWT (Smith-Watson-Topper), tem-se a equação 39:

$$\sigma_{ar} = \sqrt{(\sigma_{m\acute{a}x} \cdot \sigma_a)} = \sigma_{m\acute{a}x} \sqrt{\frac{1-R}{2}} \quad (39)$$

onde: $\sigma_{m\acute{a}x}$ - é a tensão máxima (MPa)

σ_a - é a tensão alternante (MPa)

R - é a $\sigma_{min}/\sigma_{m\acute{a}x}$

Tem-se, então, considerando as equações 37 e 38:

$$N_i = \left(\frac{\sigma_{ar_i}}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (40)$$

Substituindo a equação 40 em 36:

$$D = \frac{n_1}{(\sigma_{ar_1})^{\frac{1}{b}}} \cdot a^{1/b} + \frac{n_2}{(\sigma_{ar_2})^{\frac{1}{b}}} \cdot a^{1/b} + \dots + \frac{n_i}{(\sigma_{ar_i})^{\frac{1}{b}}} \cdot a^{1/b} + \dots \quad (41)$$

Tem-se o objetivo de utilizar uma tensão alternante constante, com $\sigma_m \neq 0$, com mesmo valor de dano cumulativo. Assim:

$$D = D_h$$

$$a^{1/b} \sum \left[\frac{n_i}{(\sigma_{ar_i})^{\frac{1}{b}}} \right] = \frac{n_h}{N_h} = \frac{\sum n_i}{(\sigma_{ar_h})^{\frac{1}{b}}} \cdot a^{1/b}$$

Assim:

$$\sum \left[\frac{n_i}{(\sigma_{ar_i})^{\frac{1}{b}}} \right] = \frac{n_h}{N_h} = \frac{\sum n_i}{(\sigma_{ar_h})^{\frac{1}{b}}}$$

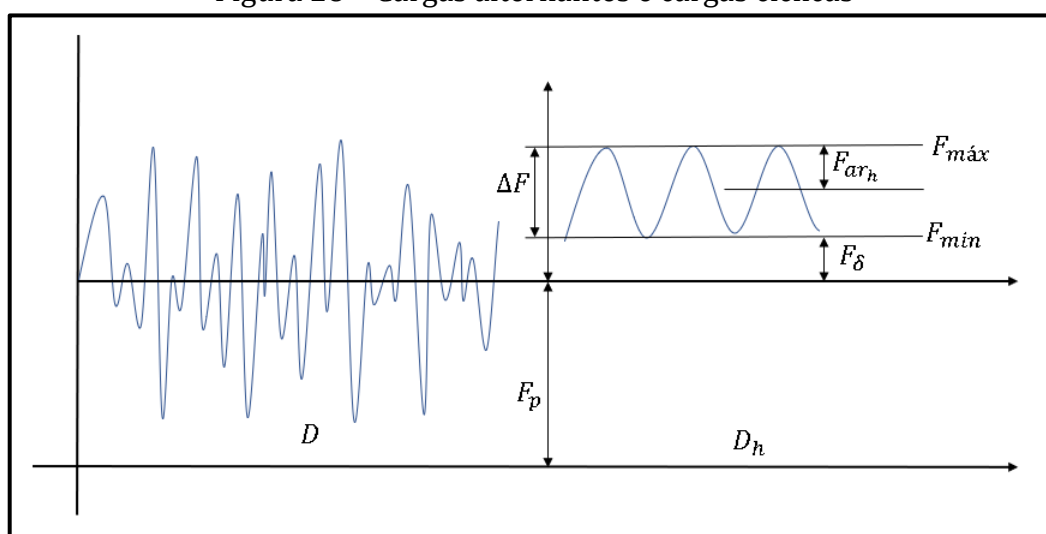
$$(\sigma_{ar_i})_h^{1/b} = \left[\frac{\sum n_i}{(\sigma_{ar_h})^{\frac{1}{b}}} \right]$$

Considerando, $k = -\frac{1}{b}$, tem-se a equação 42.

$$\sigma_{ar_h} = \left[\frac{\sum n_i}{\sum \left[\frac{n_i}{(\sigma_{ar_i})^{-k}} \right]} \right]^{\frac{1}{k}} \quad (42)$$

Será usado um sinal constante, $\sigma_{min} > 0$, porém utilizando na forma de força, conforme a Figura 28.

Figura 28 – Cargas alternantes e cargas cíclicas



Fonte: O Autor (2018)

Tem-se que, $F = \sigma \cdot A$, onde A é a área do parafuso.

Assim, a equação 42 torna-se (Equação 43):

$$F_{ar_h} = \left[\frac{\sum n_i}{\sum \left[\frac{n_i}{(F_{ar_i})^{-k}} \right]} \right]^{\frac{1}{k}} \quad (43)$$

Sendo que:

$$F_{ar_i} = \sqrt{F_{máx_i} \cdot F_{a_i}} \quad (44)$$

Para encontrar $F_{máx}$, resolve-se por SWT a equação 45:

$$F_{ar_h} = \sqrt{F_{máx_h} \cdot \left(\frac{F_{máx_h} - F_{min_h}}{2} \right)} \quad (45)$$

E para encontrar F_{min_h} , resolve-se a equação 46:

$$F_{min_h} = F_p + F_\delta \quad (46)$$

onde: F_p – é a força de pré-tensionamento.

F_δ – é a força de offset, para evitar carga zero na máquina de carregamento dinâmico.

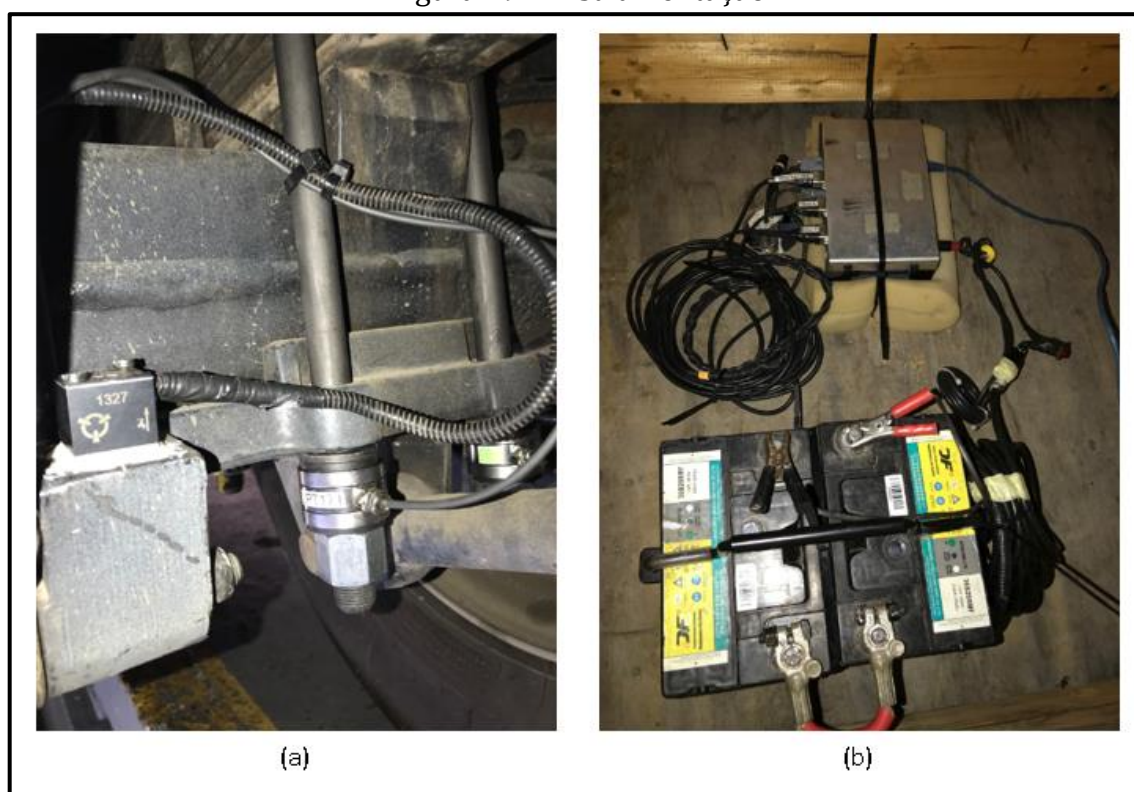
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos a partir dos ensaios realizados nas pistas e em laboratório. .

4.1 INSTRUMENTAÇÃO DA SUSPENSÃO PARA ENSAIO EM CAMPO

Com a utilização dos recursos disponíveis e já citados no item 3.2 deste documento, a instrumentação da suspensão traseira foi realizada de acordo com os pontos definidos anteriormente. Para comparar as diferenças entre as cargas obtidas antes do ensaio e os resultados após as passagens nas pistas, foi realizado o aperto dos grampos seguindo os procedimentos de montagem conforme descrito nas instruções de montagem da empresa Agrale.

Figura 29 – Instrumentação



Fonte: O Autor (2018)

A Figura 29(a) ilustra a fixação da célula de carga da HBM após a aplicação do torque de 382 Nm aplicado no fixador e a Figura 29(b) ilustra o transdutor *Quantum X* da HBM sendo alimentada por baterias, fixados ao piso do MA10.0.

4.2 ENSAIO NAS PISTAS

A instrução de trabalho, IT-CA-115 (ANEXO C), solicita que seja aplicado o torque final nas porcas do grampo de molas, seguir para um circuito de pista a fim de realizar o assentamento dos componentes da suspensão e retornar ao box de revisão para que seja novamente aplicado o torque final nas porcas dos grampos de molas.

4.2.1 Cargas estáticas pré-teste

Aplicado os procedimentos descritos no item 3.2.1 deste documento, a tabela 3 demonstra as cargas lidas antes do procedimento em pista. O torque aplicado na porca Spiralock segue valor tabelado fornecido pela própria Spiralock ao realizar o estudo de aplicação deste componente. A porca normalizada recebeu um torque menor a fim de manter a mesma carga de aperto na junta.

Tabela 3 – Tabela de torques e cargas pré-teste

Modelo porca	Sensor	Torque aplicado (Nm)	Carga (kN)
Spiralock	Célula 01	382	186
	Célula 02	382	207
Normalizada	Célula 01	320	190
	Célula 02	320	212

Fonte: O Autor (2018)

4.2.2 Cargas estáticas pós-teste

Após a realização do circuito determinado, a Tabela 4 mostra o resultado da leitura das células de carga e a redução percentual da força de aperto.

Tabela 4 – Tabela de cargas pós-teste

Modelo porca	Sensor	Carga (kN)	Redução (%)
Spiralock	Célula 01	168	9,68
	Célula 02	189	8,70
Normalizada	Célula 01	184	3,16
	Célula 02	197	7,08

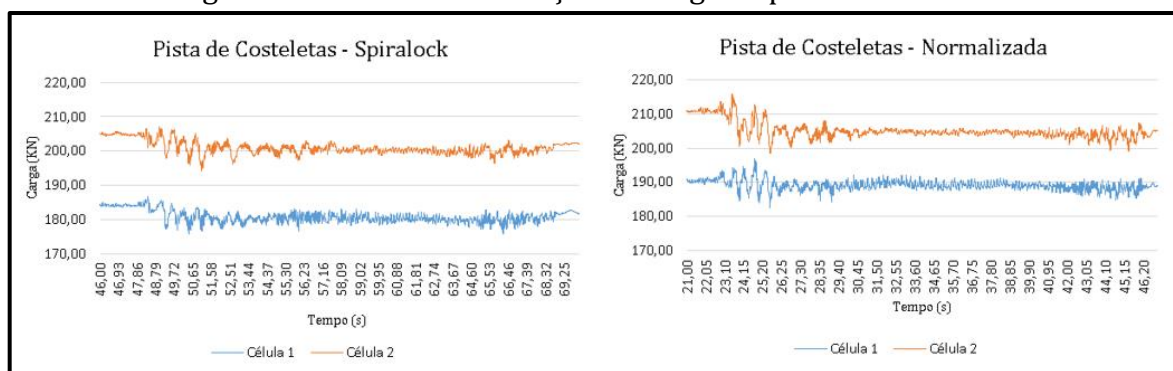
Fonte: O Autor (2018)

A porca Spirallock, utilizada atualmente nas montagens dos veículos Agrale na fixação dos grampos de molas de todas as linhas de produtos, mostrou nesta análise um resultado inferior ao resultado apresentado pela porca normalizada. Vale lembrar que, o veículo em questão é utilizado para testes e validações e, portanto, não se trata de componentes recém montados passíveis de grandes acomodações por parte da junta.

4.2.3 Perfil de cargas obtidas

Os gráficos apresentados a seguir representam as cargas dinâmicas medidas nas células de carga 1 e 2 durante o percurso da primeira volta completa em um total de três voltas, para cada tipo de fixador realizado nas pistas especiais do centro de tecnologia Randon, totalizando a distância de 5,4 km de coleta de dados. Nesses gráficos foram plotados os dados de cargas obtidas, em função do tempo. A aquisição de dados foi realizada com uma taxa constante, de 100 Hz.

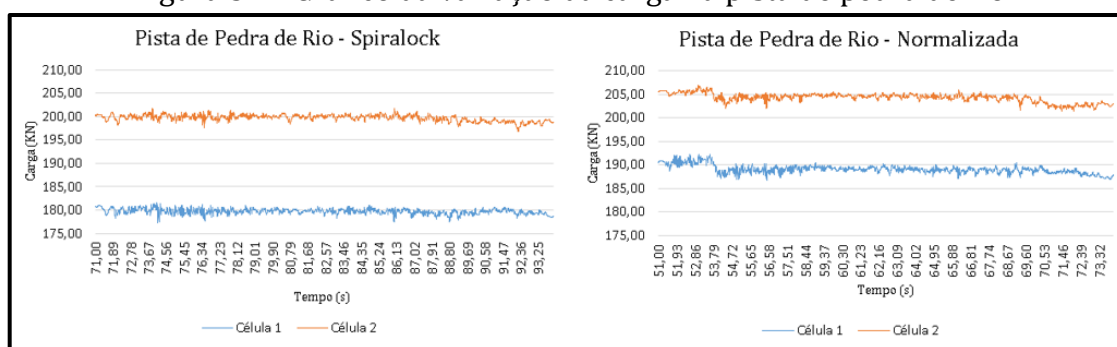
Figura 30 – Gráfico da variação da carga na pista de costeletas



Fonte: O Autor (2018)

Avaliando os sinais de campo gerados pela pista de costeletas, ilustrado na Figura 30, é possível perceber uma grande excitação do sistema no início da pista e logo em seguida sua redução nas amplitudes e estabilização, voltando a aumentar a amplitude no final do percurso. Tanto a porca Spirallock quanto a porca normalizada apresentaram uma redução na força de aperto na ordem de 3%, possivelmente devido a algum ajuste ou assentamento dos componentes, uma vez que essa é a primeira solicitação dos componentes após a aplicação do torque final nos fixadores.

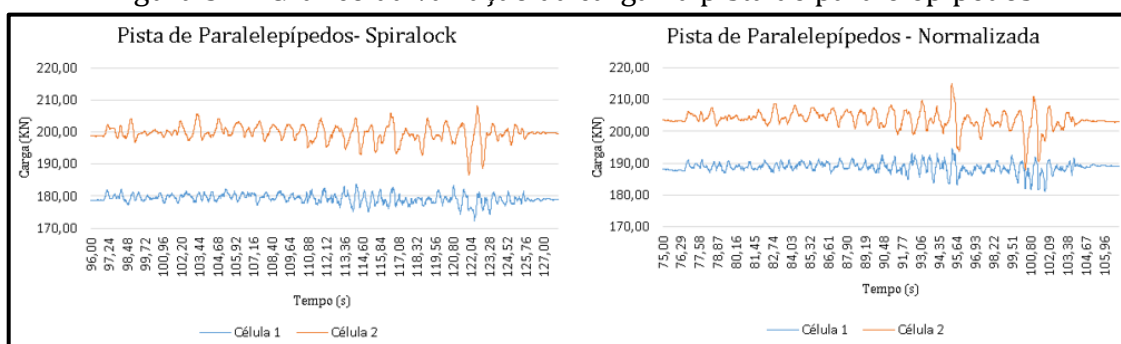
Figura 31 – Gráfico da variação da carga na pista de pedra de rio



Fonte: O Autor (2018)

Avaliando os sinais gerados pela pista de pedra de rio, ilustrado na Figura 31, é possível perceber que as amplitudes das cargas são baixas, porém, de alta frequência. A porca Spirallock não apresentou alterações significativas na sua força de aperto, já a porca normalizada apresentou uma pequena queda repentina logo no início do percurso.

Figura 32 – Gráfico da variação da carga na pista de paralelepípedos

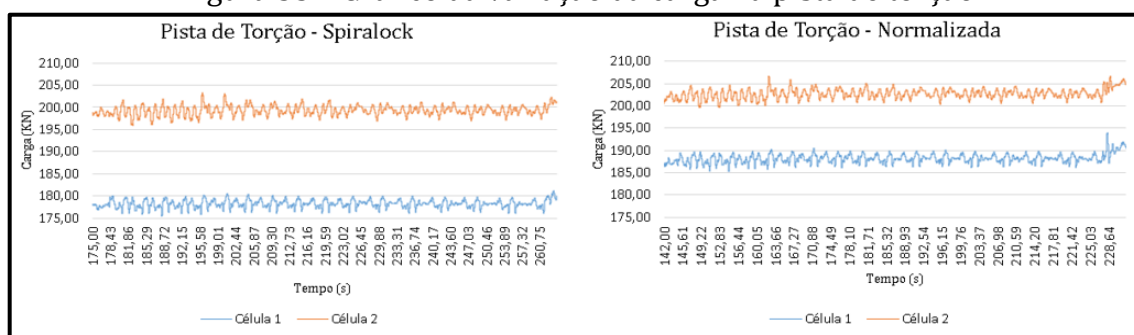


Fonte: O Autor (2018)

Avaliando os sinais gerados pela pista de paralelepípedos, ilustrado na Figura 32, é possível perceber que as amplitudes das cargas são altas e baixa frequência. Não houve perda na força de aperto significativa nas aplicações, porém, chama a atenção as amplitudes das cargas registradas por esse pavimento sendo este trecho em específico o escolhido para aplicar a contagem de ciclos pelo método de *rainflow* (Tabela 5), uma vez que, ruas calçadas com paralelepípedo são amplamente utilizadas no Brasil. .

Avaliando os sinais gerados pela pista de torção, ilustrado na Figura 33, não se percebe grandes solicitações aos grampos de molas, possivelmente por ser realizado à uma velocidade baixa, 8 km/h, e por grande parte dos esforços serem absorvidos pelo chassi e a suspensão do veículo

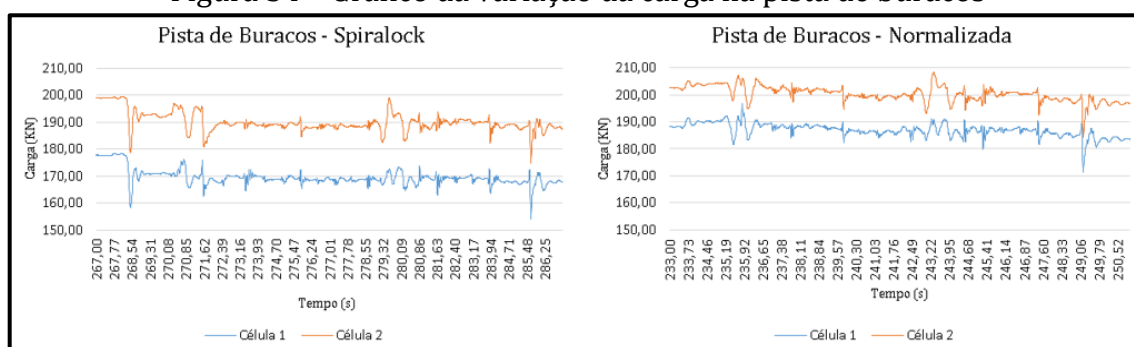
Figura 33 – Gráfico da variação da carga na pista de torção



Fonte: O Autor (2018)

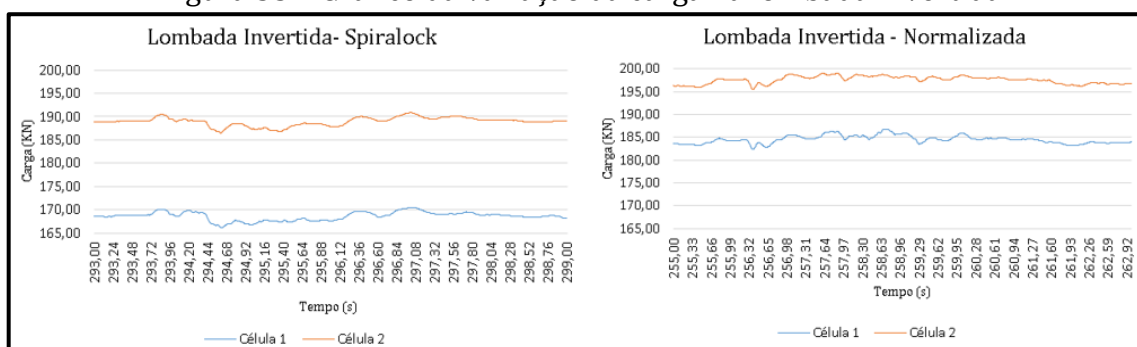
Avaliando os sinais gerados pela pista de buracos, ilustrado na Figura 34, visualizou-se as maiores amplitudes na variação na força de aperto entre todas as pistas definidas para realizar o experimento. Verificou-se uma perda de torque na aplicação da porca normalizada na ordem de 2%, enquanto na aplicação com porca Spirallock, já na primeira solicitação desta pista perdeu significativamente a força de aperto, e continuou reduzindo seu aperto até o fim da pista, chegou à uma redução de cerca de 5%.

Figura 34 – Gráfico da variação da carga na pista de buracos



Fonte: O Autor (2018)

Figura 35 – Gráfico da variação da carga na lombada invertida



Fonte: O Autor (2018)

Avaliando os sinais gerados pela lombada invertida, ilustrado na Figura 35, não se percebe grandes solicitações aos grampos de molas, mostrando-se não ser uma

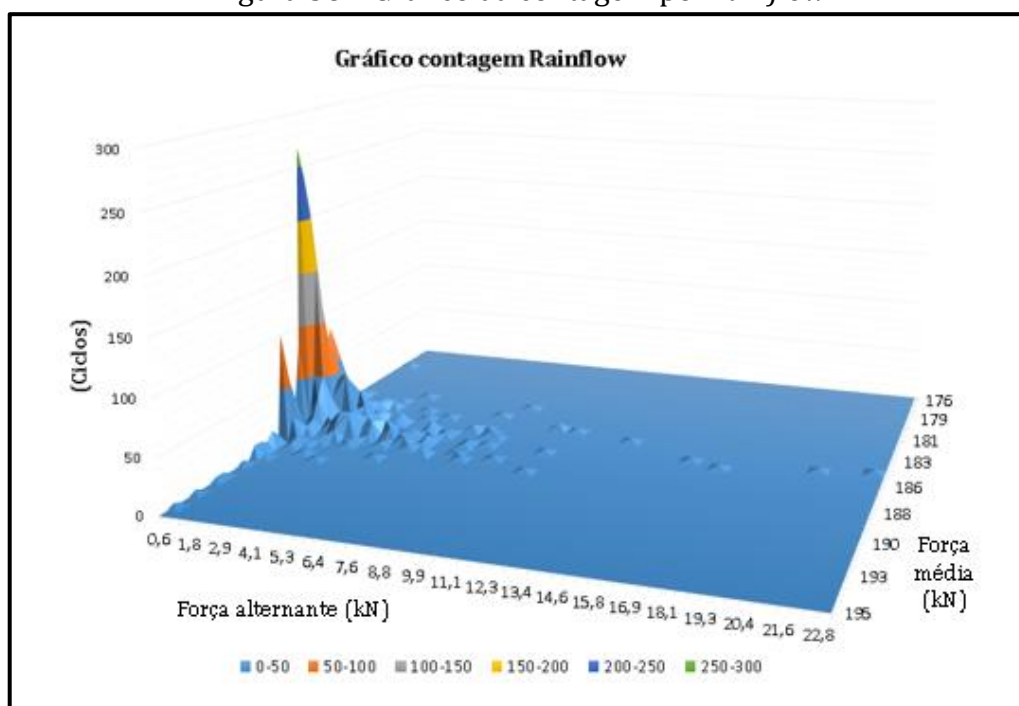
aplicação que exija grandes esforços desta região analisada, possivelmente outros componentes do veículo devem perceber de forma mais crítica os esforços gerados por esta solicitação.

4.3 ENSAIO EM LABORATORIO

A partir dos perfis de pista coletadas pelas células de carga no item anterior, foi realizado o método de contagem de ciclos *rainflow* através do *software Catman* utilizando dados específicos originados da porca Spiralock, pois é a porca utilizada no veículo que é comercializado. O trecho analisado foi somente o de paralelepípedos, uma vez que apresenta as maiores, alternâncias de carga e ser um terreno comumente encontrado nas cidades brasileiras.

Desta forma obtiveram-se as cargas máximas e mínimas de cada ciclo. Posteriormente, utilizando o conceito de tensão média global, calculou-se as forças máxima e mínima à serem aplicadas na máquina de carregamento dinâmico durante o ensaio em bancada. Calculou-se também as forças máxima, mínima e, conseqüentemente, a força alternante que serão registradas durante o ensaio pelas células de carga. A Tabela 5 mostra os valores calculados pelo método *rainflow* e os valores necessários para realizar os cálculos para aplicação do critério SWT.

Figura 36 – Gráfico da contagem por *rainflow*



Fonte: O Autor (2018)

Tabela 5 – Tabela contagem *rainflow*

F_{min} (kN)	F_{max} (kN)	F_m (kN)	F_a (kN)	F_{ar} (kN)	n
190,23	192,57	191,40	1,17	14,99	1
188,63	190,97	189,80	1,17	14,93	1
187,13	189,47	188,30	1,17	14,87	5
185,53	187,87	186,70	1,17	14,81	53
184,03	186,37	185,20	1,17	14,75	269
182,43	184,77	183,60	1,17	14,69	74
180,83	183,17	182,00	1,17	14,62	7
185,58	191,02	188,30	2,72	22,81	2
183,98	189,42	186,70	2,72	22,72	10
182,48	187,92	185,20	2,72	22,63	59
180,88	186,32	183,60	2,72	22,53	22
179,28	184,72	182,00	2,72	22,43	3
177,78	183,22	180,50	2,72	22,34	1
183,20	190,20	186,70	3,50	25,81	2
181,70	188,70	185,20	3,50	25,71	7
180,10	187,10	183,60	3,50	25,60	5
180,87	192,54	186,70	5,84	33,52	4
179,37	191,04	185,20	5,84	33,39	7
177,77	189,44	183,60	5,84	33,25	7
176,17	187,84	182,00	5,84	33,11	1
174,67	186,34	180,50	5,84	32,97	1
173,92	196,49	185,20	11,29	47,09	1
172,32	194,89	183,60	11,29	46,90	2

Fonte: O Autor (2018)

A partir dos dados obtidos na Tabela 5, gerou-se o gráfico de superfície ilustrado na Figura 36, onde é possível visualizar que as forças alternantes de baixa amplitude são as que se encontram em maior número chegando a mais de 250 ocorrências. Já as forças alternantes de alta amplitude, que são forças que geram maior dano ao sistema, apresentou baixo número de ocorrências.

Por fim, a Tabela 6 mostra os valores calculados para parametrização da máquina de carregamento dinâmico e forças que devem ser lidas pelas células de carga ao aplicar o torque nas porcas montadas no dispositivo.

Tabela 6 – Dados para parametrização

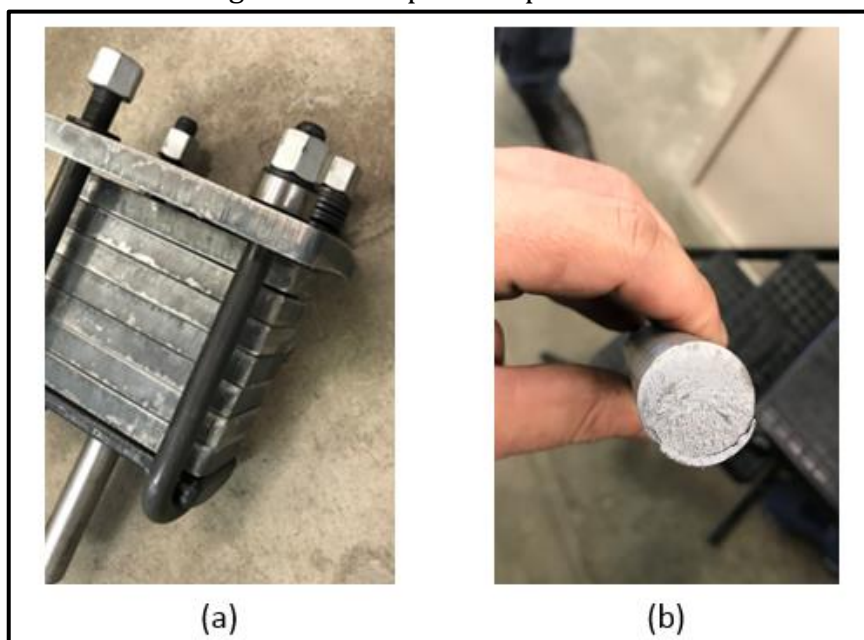
k	7
F_{ar}	24,5 kN
F_{min_h}	192,5 kN
F_{max_h}	198,5 kN
F_{a_h}	3 kN
ΔF_h	6 kN

Fonte: O Autor (2018)

4.3.1 Dispositivo de ensaio em bancada

O dispositivo projetado inicialmente (Figura 37a), mostrou-se, durante a aquisição de dados não ser o mais adequado para a duração planejada inicialmente, onde um dos pinos de fixação com a máquina veio a falhar por fadiga (Figura 37b) próximo dos 40.000 ciclos utilizando o primeiro fixador, que no caso era a porca Spiralock. Devido às grandes amplitudes de cargas aplicada sobre o dispositivo, a chapa de aço 1020 de 19 mm que simulou a sapata, deformou-se e isso foi, inicialmente, evidenciado devido a rápida perda de carga registrada pelas células de carga.

Figura 37 – Dispositivo para ensaio



Fonte: O Autor (2018)

Ao realizar ensaios em laboratório, é sempre desejável que as condições de contorno sejam as mais próximas da realidade possível, para isso, foi projetado um novo dispositivo onde o pino de 25 mm de diâmetro de aço 1045 foi substituído por um pino de 35mm de diâmetro, feito de aço 4320 e tanto a base superior quanto a base inferior foram reforçadas para evitar deformação. Para simular a aplicação dos grampos de molas, foi utilizado alguns componentes que são montados nos veículos comercializados atualmente como, por exemplo, a base do grampo, grampo de molas, arruelas de encosto e os fixadores conforme pode ser visto na Figura 38.

Figura 38 – Dispositivo para ensaio

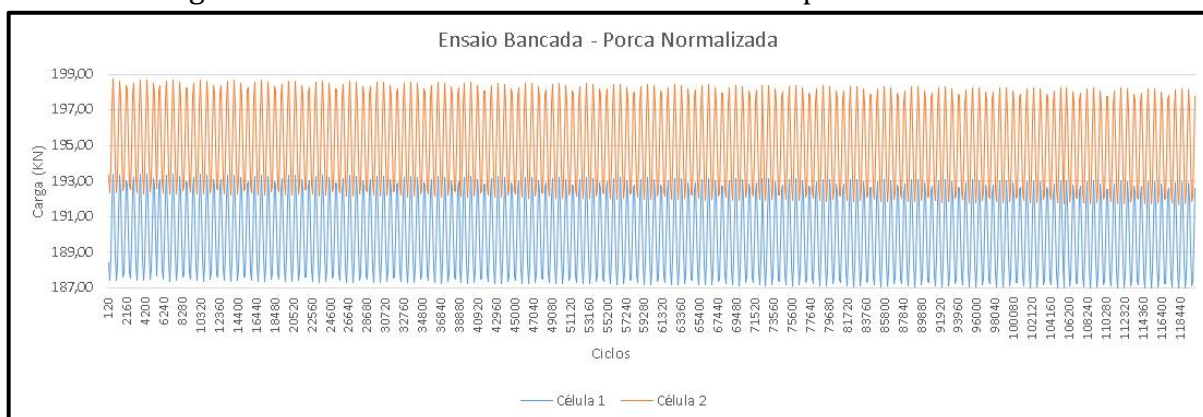


Fonte: O Autor (2018)

4.3.2 Perfil de cargas obtidas

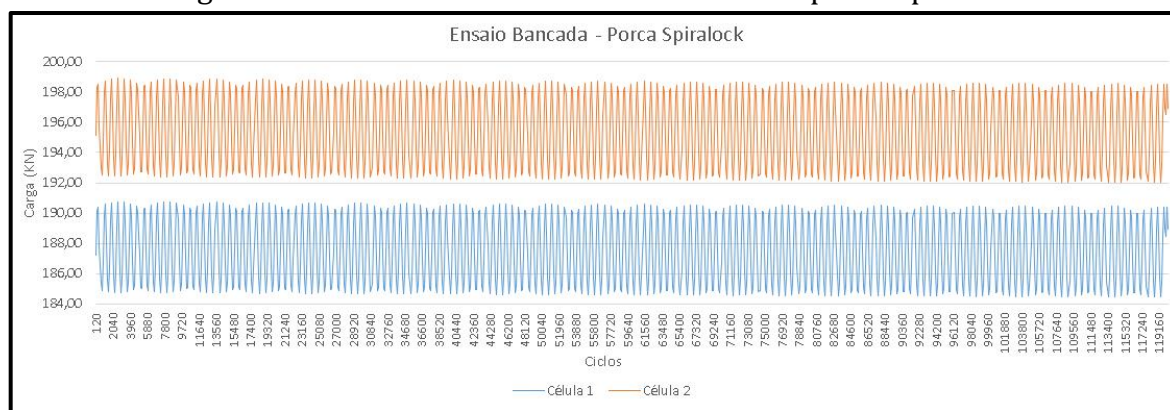
O ensaio realizado em bancada, gerou o perfil demonstrado nas Figuras 39 e 40. Conforme calculado analiticamente, a amplitude da variação da força de aperto foi de 6 kN, e a frequência de 500 ciclos por minuto. Infelizmente a amostra realizada foi menor que a planejada inicialmente, boa parte se deve ao dispositivo que se mostrou não ser o mais adequado, porém, pode-se extrair 145.000 ciclos de no ensaio com porca Spiralock e cerca de 120.000 ciclos com porca normalizada.

Figura 39 – Gráfico do ensaio em bancada com porca normalizada



Fonte: O Autor (2018)

Figura 40 – Gráfico do ensaio em bancada com porca Spirallock

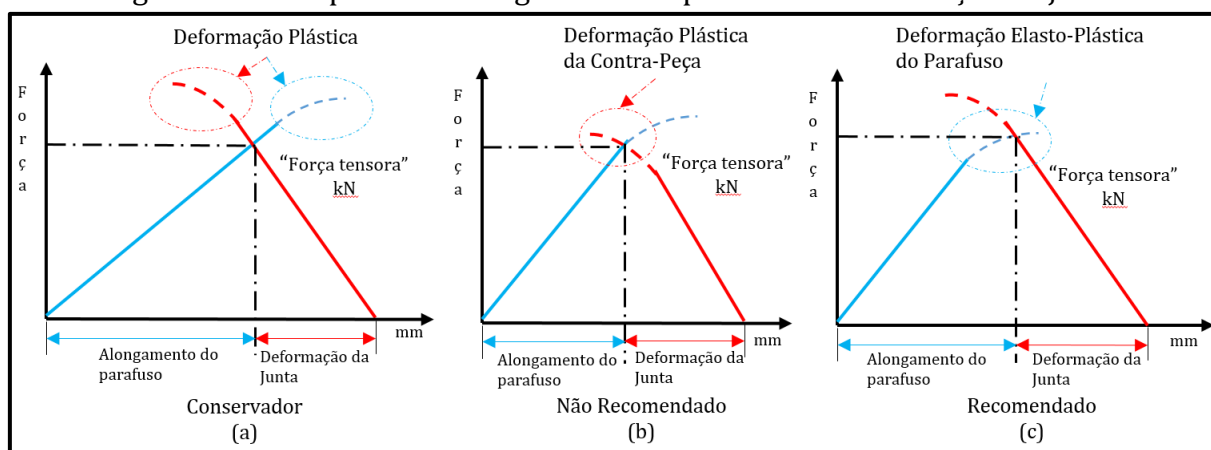


Fonte: O Autor (2018)

4.4 PREVISÃO DE PERDA DE TORQUE

Ao realizar as primeiras aquisições de dados, ainda com o dispositivo na versão inicial, percebeu-se uma perda na força de aperto bastante acentuada. Verificou-se que era devido a deformação da base inferior. Conforme GARCIA (2011), a junta aparafusada, em geral, deve ser baseada em um dos três conceitos demonstrados na Figura 41, obviamente uma aplicação específica não entra neste contexto, porém, verificou-se, no ensaio, que o dispositivo entrou na região plástica antes do fixador, justamente a situação não recomendada (Figura 41b), uma vez que, ao deformar-se, a força de pré-carga é reduzida.

Figura 41 – Comparativo Alongamento do parafuso X Deformação da junta



Fonte: Adaptado GARCIA (2011)

O dispositivo na segunda versão, baseou-se no conceito conservador uma vez que não era a deformação plástica dos componentes o objetivo do estudo realizado. De acordo com a engenharia do produto dos veículos Agrale, o projeto desta fixação também utiliza

de conceitos conservadores tendo em vista que se trata de um item de extrema importância para a integridade do veículo e seus ocupantes.

A análise dos gráficos gerados no ensaio mostra uma ligeira queda na força de aperto em ambos fixadores. Traçando uma linha de tendência, que correlaciona a força média (F_m) com o número de ciclos (N), nos gráficos das Figuras 39 e 40, evidencia-se a queda da força de aperto (declividade). As equações das linhas de tendência citadas anteriormente são demonstradas na Tabela 7.

Tabela 7 – Equações das linhas de tendência geradas pelo ensaio de bancada

Porca Normalizada		Porca Spiralock	
Célula 1	$F_m = -0,0004N + 190,21$	Célula 1	$F_m = -0,0003N + 187,56$
Célula 2	$F_m = -0,0006N + 195,31$	Célula 2	$F_m = -0,0003N + 195,47$

Fonte: O Autor (2018)

De forma diferente dos resultados apresentados ao final das medições em pista, onde a porca Spiralock apresentou uma maior perda na força de aperto comparada à porca normalizada, as equações citadas na Tabela 7, demonstram que a porca Spiralock se mostrou mais eficiente quando submetida ao teste na máquina de carregamento dinâmico em comparação à porca normalizada. Esta informação indica que sob carregamento alternado de amplitude contínua, a eficiência da porca Spiralock foi maior, já sob solicitações de impacto a porca normalizada se mostrou mais eficiente.

Os APÊNDICES A e B, mostram os gráficos dos perfis de pistas de uma volta completa no circuito determinado, tanto com porca Spiralock quanto com porca normalizada. A porca Spiralock é um componente desenvolvido para evitar perda de torque por vibração, estudos relatados no site da empresa, demonstram sua eficiência, porém os testes realizados no Centro de Tecnologia Randon, mostrou uma redução na força de aperto maior na porca Spiralock em relação à porca normalizada e a pista que mais contribuiu para esta redução na força de aperto, foi a pista de buracos. Um estudo mais detalhado deve ser realizado para comprovar essa ineficiência apresentada pela porca Spiralock especificamente nesta pista ou demonstrar se ocorreu alguma deformação plástica em algum componente da suspensão.

5 CONCLUSÕES

Definir a previsão de perda de torque de um fixador tão complexo como um grampo de molas através de ensaios, requer investimento massivo em coleta de dados, em diferentes perfis de pista com o veículo em variadas situações como veículo em ordem de marcha, meia carga e em PBT, além de muitas horas de testes em laboratório.

A realização deste trabalho que envolveu diversas áreas da engenharia, três grandes empresas e a Universidade de Caxias do Sul, teve os objetivos atingidos, conforme estabelecidos no capítulo 1.

O procedimento adotado para coleta de dados no fixador do grampo de molas apresentou resultados importantes para o conhecimento do comportamento das tensões naquela região. Causou estranheza o fato de todas as aplicações, incluindo o laboratório, apresentar uma defasagem na força de aperto na ordem de 10% na leitura entre as duas células de carga considerando que se trata do mesmo grampo de molas. Imaginou-se que essa defasagem deveria se equalizar com a acomodação dos componentes, porém, mesmo após receber as solicitações exigidas nas pistas mais severas fizeram com que essa defasagem tendesse a se equilibrar. Um estudo mais detalhado deve ser realizado para entender essa questão.

O projeto do dispositivo mostrou a importância e influência da rigidez da junta. O primeiro dispositivo apresentou grandes amplitudes na leitura de variação de carga, mesmo quando a máquina de carregamento dinâmico estava parametrizada com valor de carregamento inferior ao calculado. Ao parametrizar com os valores da Tabela 6, notou-se deformação plástica nos componentes. Já ao ensaiar o segundo dispositivo, reforçado, foi necessário ultrapassar os valores de parametrização ilustrados na Tabela 6 para obter leituras na células de carga, conforme o calculado analiticamente, ou seja, 6 kN.

O tamanho das amostras extraídas em laboratório, mostrou-se pequeno, cerca de 120.000 ciclos para cada fixador, o que acaba por restringir a análise de perda de torque uma vez que se faria necessário cerca de 500.000 ciclos para realizar uma análise mais assertiva.

Embora a linha de tendência que se originou ao realizar o ensaio de bancada indique uma ligeira queda nas força de aperto de ambos fixadores ela mostra uma tendência à se estabilizar com o tempo e levando em consideração, além do histórico de não ocorrências de falha em campo, o plano de manutenção do veículo (ANEXO B) solicita

o primeiro reaperto aos 1.000 km e depois a cada revisão que é realizada a cada 20.000 km, fazendo com que, mesmo que haja uma pequena tendência de perda de torque a revisão do veículo deverá ocorrer antes que essa força de aperto seja comprometida.

6 TRABALHOS FUTUROS

Durante o desenvolvimento deste trabalho alguns pontos foram levantados para questionamento e são sugeridos aqui como possíveis temas de trabalhos futuros para maior entendimento nessa área de estudo, são eles:

- a) utilizar os dados coletados durante os testes de pista para analisar os motivos de mesmo com a aplicação do mesmo torque nos fixadores dos grampos de molas as forças tensoras apresentam defasagem;
- b) Aperfeiçoar o trabalho realizado, considerando as incertezas de medição dos equipamentos para coleta de dados e aplicação das cargas;
- c) levantar a curva de fadiga do grampo de mola com o objetivo de utilizar nos cálculos de dano deste componente;
- d) avaliar a influência dos critérios utilizados neste trabalho para a correção das cargas médias calculadas para utilização em ensaio de bancada;
- e) utilizar os dados coletados durante os testes de pista, na determinação dos períodos de manutenção preditiva.
- f) conceber um dispositivo para carregamento dinâmico mais próximo da realidade, considerando a rigidez da junta aparafusada e com possibilidade de fazer teste até 1 milhão de ciclos;
- g) avaliar se a perda de torque não é consequência de uma tentativa do sistema equalizar o tensionamento a medida que sofre variações de carregamento;
- h) avaliar o efeito da defasagem de tensionamento entre as pernas do grampo de mola, considerando o mesmo torque inicial imposto.

REFERÊNCIAS

ASTM E1049: **Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis**. United States, 2011.

CUNHA, Lamartine Bezerra da. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: LTC, 2005.

DENATRAN – Departamento Nacional de Trânsito. **Classificação dos Veículos para o Transporte de Passageiros, Tipo Micro-Ônibus**, Categoria M2. Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/416_anexo.pdf> Acesso em: 10 junho 2018

ECCLES, W. **A new approach to the checking of the tightness of bolted connections**. 2014. LUBMAT - *Lubrication, Maintenance and Tribotechnology*, October 2014

ECCLES, Bill. **The use of two nuts to prevent self loosening**. 2012. TECHNICAL – *Bolt Science*, November 2012

FERRARI Jr, Alcides. **Prática em processos de aperto de juntas aparafusadas**. 2011. – Revista do Parafuso. Acesso: <http://www.revistadoparafuso.com.br/v1/modelo/noticia.php?id=456>

GARCIA, Roberto. **Conceitos gerais sobre torque e processos de torque**. 2011. – Revista do Parafuso. Acesso: http://www.metaltork.com.br/i_prot/biblioteca/Cartilha_RobertoGarcia.pdf

GUADANINI, Paulo H.; ROCHA, Fábio S.; BARLETTE, Vania E. **Projeto de um sensor eletrônico baseado em extensometria para medição de força**. Bagé: 2011

HIBBELER, R. C. **Estática: Mecânica para Engenharia**. 10 ed, São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005

JIMENEZ, Camilo S. **Introducción a roscas**. Disponível em: <<http://labprod Pascual.blogspot.com.br/2017/05/t-introduccion-roscas-definicion-y.html>> Acesso em: 16 maio 2018

MUNIZ, J. M. **Fenômenos tribológicos intrínsecos ao travamento de juntas de engenharia aparafusada**. Tese de Mestrado em Engenharia Automotiva – Escola politécnica da Universidade de São Paulo, 2007

NIJGH, Martin Paul. **Loss of Preload in Pretensioned Bolts**. 2016. 88 f. Minor Thesis - Delft University of Technology, October 2016

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas**: 4ª ed. São Paulo: Bookman Companhia Editora, 2013

POPOV, Egor E. **Introdução à Mecânica dos Sólidos**. 4ª ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, 1998

SAHA, S.; SRIMANI, S.; HAJRA, S.; BHATTACHARYA, A.; DAS, S. On the Anti-Loosening Property of Different Fasteners. In: **National Conference on Mechanisms and Machines**, 13., 2007, Bagalori. Anais... Bagalori, 2007. p. 229-232. Disponível em: <http://nacomm07.ammindia.org/Contents/papers/NaCoMM-2007-105.pdf> Acessado em: 21 set 2018.

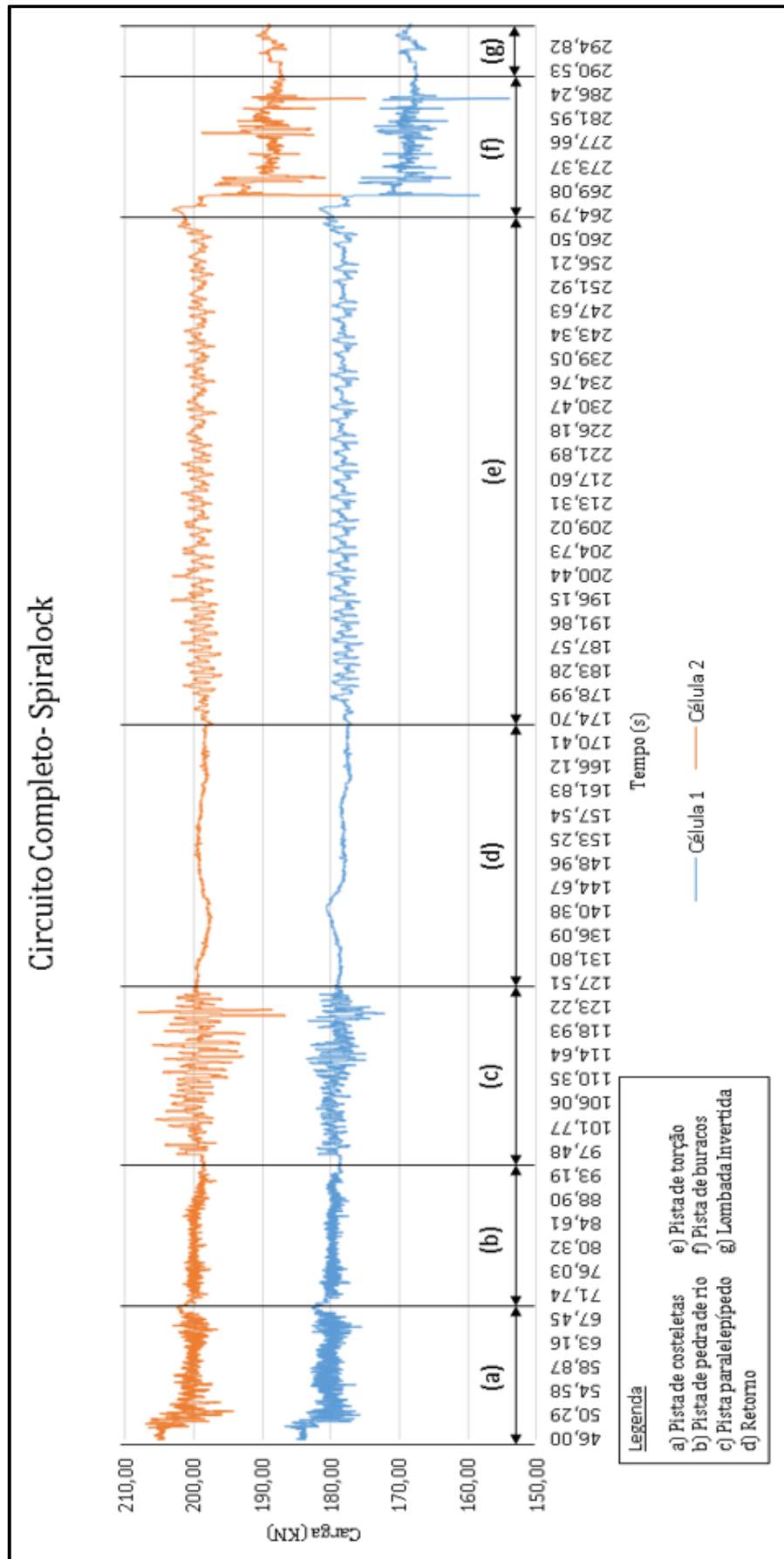
SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7ª ed. São Paulo: Bookman Companhia Editora, 2005

SHOBERG, Ralph S. **Engineering Fundamentals of Threaded Fastener Design and Analysis**. 2014. 39 f. Thesis -PCB Load & Torque 2014. Acesso: <http://www.hexagon.de/rs/engineering%20fundamentals.pdf>

STEPHENS, Ralph I.; FATEMI, Ali; STEPHENS, Robert R.; FUCHS, Henry O.. **Metal Fatigue in Engineering**. 2. ed. United States of America: Wiley-Interscience, 2001.

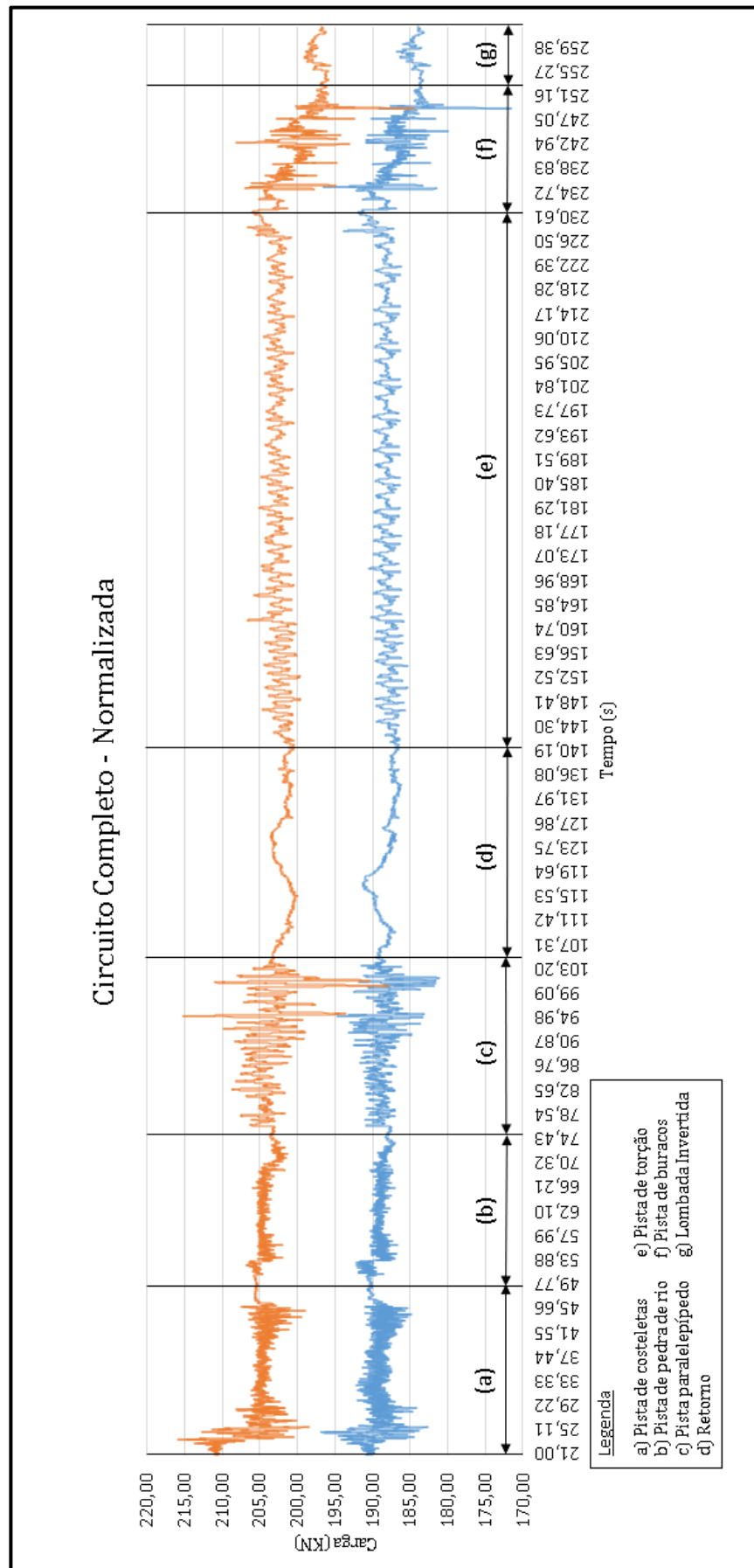
VERTUA, Andrea; KIHM, Frédéric; HALFPENNY, Andrew. **Proving Ground Optimisation based on Fatigue Damage Spectra**. SF2M, Journées de Printemps, 2011.

APÊNDICE A - PERFIL DE PISTA COM PORCA SPIRALLOCK



Fonte: O Autor (2018)

APÊNDICE B - PERFIL DE PISTA COM PORCA NORMALIZADA



Fonte: O Autor (2018)



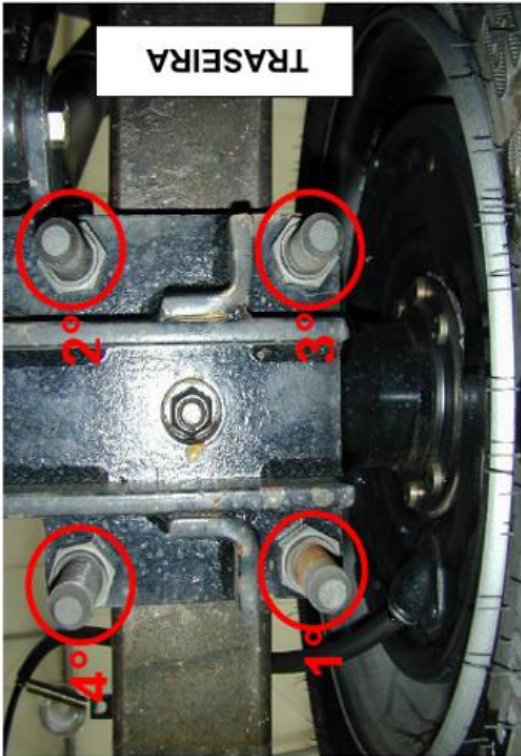

ANEXO A – DIMENSÕES DE PARAFUSOS COM ROSCAS MÉTRICAS

Diâmetro maior d (in)	Roscas grossas			Roscas finas		
	Passo p mm	Diâmetro menor d_r (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)	Passo p mm	Diâmetro menor d_r (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)
3,0	0,50	2,39	5,03			
3,5	0,60	2,76	6,78			
4,0	0,70	3,14	8,78			
5,0	0,80	4,02	14,18			
6,0	1,00	4,77	20,12			
7,0	1,00	5,77	28,86			
8,0	1,25	6,47	36,61	1,00	6,77	39,17
10,0	1,50	8,16	57,99	1,25	8,47	61,20
12,0	1,75	9,85	84,27	1,25	10,47	92,07
14,0	2,00	11,55	115,44	1,50	12,16	124,55
16,0	2,00	13,55	156,67	1,50	14,16	167,25
18,0	2,50	14,93	192,47	1,50	16,16	216,23
20,0	2,50	16,93	244,79	1,50	18,16	271,50
22,0	2,50	18,93	303,40	1,50	20,16	333,06
24,0	3,00	20,32	352,50	2,00	21,55	384,42
27,0	3,00	23,32	459,41	2,00	24,55	495,74
30,0	3,50	25,71	560,59	2,00	27,55	621,20
33,0	3,50	28,71	693,55	2,00	30,55	760,80
36,0	4,00	31,09	816,72	3,00	32,32	864,94
39,0	4,00	34,09	975,75	3,00	35,32	1028,39

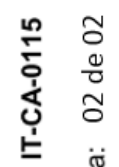
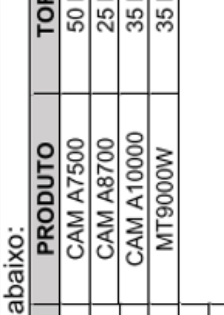
Fonte: Norton, 2013

ANEXO C - INSTRUÇÃO DE TRABALHO AGRALE

(continua)

	<h2>INSTRUÇÃO DE TRABALHO</h2>	Nro. IT-CA-0115 Folha: 01 de 02
Denominação: Torque nos grampos de mola		Produto: Todos
<p style="text-align: center;">Torque nos grampos de mola traseiros</p> <ul style="list-style-type: none"> ⇨ Encostar primeiro os parafusos da traseira e após aplicar torque conforme imagem abaixo; ⇨ Para os parafusos M16 aplicar o torque escalonado com 19 Kgf.m e depois com 25 Kgf.m; ⇨ Observar o alinhamento das roscas dos grampos de mola, devem estar uniformes. <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div data-bbox="438 1704 657 1973" style="text-align: center;">  <p>ITEM DE SEGURANÇA</p> </div> <div data-bbox="644 938 1166 1691">  </div> <div data-bbox="644 360 1166 916">  </div> </div>		
Data: 24/09/2018 Emitente: Guilherme L. Taunous	Aprovação: ASSINATURA	Distribuição: Conforme SE Suiite MOD. I – 1069/4
OBS: Torques conforme TB 600.140		NÃO ASSINAR NA FALTA DO CARIMBO

(conclusão)

	<p style="text-align: center;">INSTRUÇÃO DE TRABALHO</p>	<p>Nro. IT-CA-0115 Folha: 02 de 02</p>																																																																																																																																																												
<p>Denominação: Torque nos grampos de mola</p>		<p>Produto: Todos</p>																																																																																																																																																												
<p>Os torques devem ser aplicados conforme tabela a abaixo:</p>																																																																																																																																																														
 <p>ITEM DE SEGURANÇA</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>PRODUTO</th> <th>TORQUE</th> <th>DIAMETRO</th> <th>PRODUTO</th> <th>TORQUE</th> <th>DIAMETRO</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>MA6000VL</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td>CAM A7500</td> <td>50 kgf.m</td> <td>M22</td> </tr> <tr> <td>MA8000VL</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td>CAM A8700</td> <td>25 kgf.m</td> <td>M16</td> </tr> <tr> <td>MA8000VL 4X4</td> <td>27,0 kgf.m</td> <td>M18</td> <td>CAM A10000</td> <td>35 kgf.m</td> <td>M18</td> </tr> <tr> <td>MA6000W</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td>MT9000W</td> <td>35 kgf.m</td> <td>M18</td> </tr> <tr> <td>MA7000W</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA8000WC</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA8000W</td> <td>35,0 kgf.m</td> <td>M18</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA9000W</td> <td>35,0 kgf.m</td> <td>M18</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA10000WL</td> <td>35,0 kgf.m</td> <td>M18</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA 7.9</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA 8.5</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA 8.7</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA 8.7 Colômbia</td> <td>35,0 kgf.m</td> <td>M18</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA 9.2</td> <td>35,0 kgf.m</td> <td>M18</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA 10.0</td> <td>39,0 kgf.m</td> <td>M18</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAM 8500</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAM 9200</td> <td>35,0 kgf.m</td> <td>M18</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAM 8700 TR</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAM 8700</td> <td>25,0 kgf.m</td> <td>M16</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAM 10000</td> <td>35,0 kgf.m</td> <td>M18</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA12.0</td> <td>52 kgf.m</td> <td>M22</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA15.0</td> <td>52 kgf.m</td> <td>M22</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MA17.0</td> <td>Ver página 5</td> <td>M22</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAM13000</td> <td>52 kgf.m</td> <td>M22</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAM14000</td> <td>52kgf.m</td> <td>M22</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		PRODUTO	TORQUE	DIAMETRO	PRODUTO	TORQUE	DIAMETRO	MA6000VL	25,0 kgf.m	M16	CAM A7500	50 kgf.m	M22	MA8000VL	25,0 kgf.m	M16	CAM A8700	25 kgf.m	M16	MA8000VL 4X4	27,0 kgf.m	M18	CAM A10000	35 kgf.m	M18	MA6000W	25,0 kgf.m	M16	MT9000W	35 kgf.m	M18	MA7000W	25,0 kgf.m	M16				MA8000WC	25,0 kgf.m	M16				MA8000W	35,0 kgf.m	M18				MA9000W	35,0 kgf.m	M18				MA10000WL	35,0 kgf.m	M18				MA 7.9	25,0 kgf.m	M16				MA 8.5	25,0 kgf.m	M16				MA 8.7	25,0 kgf.m	M16				MA 8.7 Colômbia	35,0 kgf.m	M18				MA 9.2	35,0 kgf.m	M18				MA 10.0	39,0 kgf.m	M18				CAM 8500	25,0 kgf.m	M16				CAM 9200	35,0 kgf.m	M18				CAM 8700 TR	25,0 kgf.m	M16				CAM 8700	25,0 kgf.m	M16				CAM 10000	35,0 kgf.m	M18				MA12.0	52 kgf.m	M22				MA15.0	52 kgf.m	M22				MA17.0	Ver página 5	M22				CAM13000	52 kgf.m	M22				CAM14000	52kgf.m	M22			
PRODUTO	TORQUE	DIAMETRO	PRODUTO	TORQUE	DIAMETRO																																																																																																																																																									
MA6000VL	25,0 kgf.m	M16	CAM A7500	50 kgf.m	M22																																																																																																																																																									
MA8000VL	25,0 kgf.m	M16	CAM A8700	25 kgf.m	M16																																																																																																																																																									
MA8000VL 4X4	27,0 kgf.m	M18	CAM A10000	35 kgf.m	M18																																																																																																																																																									
MA6000W	25,0 kgf.m	M16	MT9000W	35 kgf.m	M18																																																																																																																																																									
MA7000W	25,0 kgf.m	M16																																																																																																																																																												
MA8000WC	25,0 kgf.m	M16																																																																																																																																																												
MA8000W	35,0 kgf.m	M18																																																																																																																																																												
MA9000W	35,0 kgf.m	M18																																																																																																																																																												
MA10000WL	35,0 kgf.m	M18																																																																																																																																																												
MA 7.9	25,0 kgf.m	M16																																																																																																																																																												
MA 8.5	25,0 kgf.m	M16																																																																																																																																																												
MA 8.7	25,0 kgf.m	M16																																																																																																																																																												
MA 8.7 Colômbia	35,0 kgf.m	M18																																																																																																																																																												
MA 9.2	35,0 kgf.m	M18																																																																																																																																																												
MA 10.0	39,0 kgf.m	M18																																																																																																																																																												
CAM 8500	25,0 kgf.m	M16																																																																																																																																																												
CAM 9200	35,0 kgf.m	M18																																																																																																																																																												
CAM 8700 TR	25,0 kgf.m	M16																																																																																																																																																												
CAM 8700	25,0 kgf.m	M16																																																																																																																																																												
CAM 10000	35,0 kgf.m	M18																																																																																																																																																												
MA12.0	52 kgf.m	M22																																																																																																																																																												
MA15.0	52 kgf.m	M22																																																																																																																																																												
MA17.0	Ver página 5	M22																																																																																																																																																												
CAM13000	52 kgf.m	M22																																																																																																																																																												
CAM14000	52kgf.m	M22																																																																																																																																																												
<p>Data: 24/09/2018 Emitente: Guilherme L. Taunous Aprovação: ASSINATURA</p>		<p>NÃO ASSINAR NA FALTA DO CARIMBO</p>																																																																																																																																																												
<p>OBS: Torques conforme TB 600.140</p>		<p>Distribuição: Conforme SE Suite MOD. I – 1069/4</p>																																																																																																																																																												