

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

PEDRO ZANINI SEGNINI

Identificação e avaliação de falhas em uniões parafusadas, para estimativa de força de pré-carga e constante de rigidez em conjunto biela motor para veículo de competição estudantil

São Carlos

2023

PEDRO ZANINI SEGNINI

Identificação e avaliação de falhas em uniões parafusadas, para estimativa de força de pré-carga e constante de rigidez em conjunto biela motor para veículo de competição estudantil

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia de Materiais e Manufatura, da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenheiro de Materiais e Manufatura.

Orientadora: Prof^a. Dra. Zilda de Castro
Silveira

VERSÃO FINAL

São Carlos

2023

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da
EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

S454i Segnini, Pedro Z.
 Identificação e avaliação de falhas em uniões
parafusadas, para estimativa de força de pré-carga e
constante de rigidez em conjunto biela motor para
veículo de competição estudantil. / Pedro Z. Segnini;
orientadora Zilda de Castro Silveira. São Carlos, 2023.

Monografia (Graduação em Engenharia de Materiais
e Manufatura) -- Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo, 2023.

1. uniões mecânicas. 2. fadiga. 3. veículos
automotivos. 4. automobilismo. 5. métodos analíticos.
I. Título.

Eduardo Graziosi Silva - CRB - 8/8907

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato / Student: Pedro Zaniin Segnini
Título do TCC / Title: Identificação de falhas e melhoria de parafusos de biela de um motor de protótipo Fórmula SAE com conceito de pré-carga
Data de defesa / Date: 10/10/2023

Comissão Julgadora / Examining committee	Resultado / Result
Professora Zilda de Castro Silveira (orientador)	Aprovado
Instituição / Affiliation: EESC - SEM	
Doutor Antônio Carlos Canale	Aprovado
Instituição / Affiliation: EESC - SMM	
Mestre Rafael Rocha Mattazzio	Aprovado
Instituição / Affiliation: -	

Presidente da Banca / Chair of the Examining Committee



Professora Zilda de Castro Silveira

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, quero agradecer à minha família, alicerce de todo meu desenvolvimento pessoal, acadêmico e profissional, estiveram sempre ao meu lado nos momentos de alegrias e dificuldades.

Aos meus pais, Mônica da Costa Zanini Segnini e Ruy Segnini, que não pouparam esforços, nas mais adversas situações, para que eu pudesse me desenvolver pessoalmente, academicamente e profissionalmente.

Ao meu irmão, Vitor Zanini Segnini, companheiro de estudo, graduação, Formula SAE e profissão, juntos pudemos ir mais longe.

À equipe EESC USP Formula SAE, que me proporcionou experiências e oportunidades únicas, e por ser um ambiente fértil para o desenvolvimento de projetos como esse. Agradeço também meus colegas de equipe que fizeram parte dessa jornada, em especial membros do time de powertrain, com quem convivi de forma intensa e enriquecedora. Juntos, enfrentamos obstáculos e alcançamos avanços significativos que contribuíram para melhoria do projeto e crescimento pessoal.

À Rubens Cioto, grande mestre na área de juntas parafusadas, e toda equipe do Centro Tecnológico de Fixação (CTF), obrigado pelos serviços, mentoria e disponibilidade em auxiliar no desenvolvimento deste trabalho.

À Roberto Garcia, especialista na área de juntas parafusadas, seus materiais, orientação e conselhos foram de grande valor para a conclusão deste trabalho, muito obrigado.

À empresa METALAC SPS, responsável pela fabricação dos novos parafusos, sem este suporte o projeto não poderia sair da teoria e se concretizar na prática.

À Prof^a. Dra. Zilda de Castro Silveira, pela orientação durante desenvolvimento do trabalho, e aos membros integrantes da banca avaliadora, Prof. Sênior Antônio Carlos Canale, e colega de equipe, Rafael Rocha Mattazio. Suas correções e ensinamentos permitiram apresentar um melhor desempenho no processo de formação acadêmica.

RESUMO

Segnini, P.Z. **Identificação e avaliação de falhas em uniões parafusadas, para estimativa de força de pré-carga e constante de rigidez em conjunto biela motor para veículo de competição estudantil.** 2023. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia de Materiais e Manufatura) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2023.

Esse trabalho tem como proposta desenvolver um estudo sistematizado do projeto de parafusos de fixação de biela, em veículos desenvolvidos para competição estudantil Fórmula SAE®, sob o ponto de vista de falhas catastróficas ocorridas em edições anteriores. Em um veículo de automobilismo, nesse trabalho focado em um carro de competição Fórmula SAE, a abordagem de rastreamento de falhas e o uso de métodos analítico/experimental para uniões parafusadas permitem prescrever a aplicação de torques periódicos nos parafusos de fixação, que nem sempre estão sujeitos somente a carregamentos de tração, mas também de esforços cortantes e de flexão, com cargas variando no tempo. A utilização de uniões mecânicas, em específico uniões parafusadas, constituem uma das soluções clássicas de projeto mecânico, no sentido de permitir modularização, intercambiabilidade e acesso a manutenção de subconjuntos mecânicos, e, portanto, em sistemas automotivos. Entretanto, o benefício é contraposto com a geração de descontinuidades na estrutura/sistema, que altera a trajetória de fluxo de forças e gera concentradores de tensões. A metodologia proposta se divide em duas etapas: elaborar um levantamento dos efeitos das falhas envolvendo as uniões parafusadas, especificamente para junções de biela-virabrequim para veículos de competição estudantil. Em seguida, foi elaborado um conjunto de possibilidades de causas e modos de falha, consideradas para o cálculo analítico das estimativas da força de pré-carga, em função dos resultados das constantes de rigidez (C) das uniões parafusadas e condições previstas no período da competição. Como resultado final do estudo, para evitar a abertura da junta e resolver o problema de falha, foi calculada uma força mínima de montagem de 47,5 kN, sendo necessária a fabricação de novos parafusos e desenvolvimento de um novo processo de aperto.

Palavras-chave: uniões parafusadas; uniões mecânicas; fadiga; Formula SAE; veículos automotivos; automobilismo; métodos analíticos.

ABSTRACT

SEGININI, P.Z. **Identification and evaluation of failures in bolted joints for preload force and stiffness constant estimation in connecting rod-engine assembly for student competition vehicle.** 2023. Undergraduate Thesis – Escola de Engenharia de São Carlos, University of São Paulo, São Carlos, 2023.

This work aims to develop a systematic study of the connecting rod fastener project in vehicles designed for the student competition Formula SAE®, from the perspective of catastrophic failures that occurred in previous editions. In a racing vehicle, specifically focused on a Formula SAE competition car, the approach of fault tracking and the use of analytical/experimental methods for bolted joints allow for prescribing the application of periodic torques on the fastening bolts. These bolts are not always subjected solely to tensile loads but also to shear and bending forces with varying loads over time. The use of mechanical joints, particularly bolted joints, constitutes one of the classical solutions in mechanical design, enabling modularity, interchangeability, and access to maintenance of mechanical subassemblies, particularly in automotive systems. However, this benefit is countered by the generation of discontinuities in the structure/system, which alters the force flow path and creates stress concentrators. The proposed methodology is divided into two stages: first, to compile a survey of the effects of failures involving bolted joints, specifically for connecting rod-crankshaft joints in student competition vehicles. Then, a set of potential causes and failure modes were developed, considered for the analytical calculation of preload force estimates based on the stiffness constants (C) of the bolted joints and conditions expected during the competition. As the final result of the study, in order to prevent joint opening and address the failure issue, a minimum assembly force of 47.5 kN was calculated, requiring the manufacture of new bolts and the development of a new tightening process.

Keywords: bolted joints; mechanical joints; fatigue; Formula SAE; automotive vehicles; motorsport; analytical methods.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Elementos integrantes de uma junta aparafusada.....	35
Figura 2.2 – Vista em detalhe do corpo roscado do parafuso.....	36
Figura 2.3 – Diferentes entradas de roscas.	36
Figura 2.4 – Esquemático representativo da classe de resistência	40
Figura 2.5 – Regiões de concentração de tensão no parafuso	43
Figura 2.6 – Processos de fabricação por deformação plástica de parafusos	45
Figura 2.7 – Estruturas de grãos de roscas cortadas e laminadas	46
Figura 2.8 – Diagrama de Corpo Livre de uma união pré-carregada	48
Figura 2.9 – Dimensões necessárias para o cálculo da constante de rigidez da união	49
Figura 2.10 – Representação da teoria de cone-frusta.....	51
Figura 2.11 – Diagrama de força-deflexão de uma junta pré-carrega sem solicitação externa	53
Figura 2.12 – Diagrama de força-deflexão de uma junta pré-carrega com solicitação externa (P)	53
Figura 2.13 – Diagrama de força-deflexão de uma junta pré-carrega com solicitação externa dinâmica	56
Figura 2.14 – Fatores de superfície para diversos tipos de acabamento superficial para aços.	60
Figura 2.15 – Fatores de correção de confiabilidade.....	61
Figura 2.16 – Ilustrativo de um processo de aperto.....	62
Figura 2.17 – Regiões de atrito e torção no parafuso	64
Figura 2.18 – Diagrama força-deformação, aperto no regime elástico do componentes da junta	68
Figura 2.19 – Diagrama força-deformação, aperto no regime elástico do parafuso e plástico da contra-peça.....	69
Figura 2.20 – Figura 2.21 – Diagrama força-deformação, aperto no regime elasto-plástico do parafuso e elástico da contra-peça	70
Figura 2.22 – Diagrama de um processo de aperto apenas por controle de torque	72
Figura 2.23 – Histograma de apertos por torque ‘seco’	73
Figura 2.24 – Histograma de $\Delta\alpha$ entre 12 e 20 Nm considerando aperto por torque seco.....	73
Figura 2.25 – Diagrama de um processo de aperto por controle de torque e monitoramento de ângulo	75
Figura 2.26 – Diagrama de um processo de aperto por controle de torque e ângulo de deslocamento	76

Figura 2.27 – Esquematização do ponto de inflexão na curva de torque x ângulo	78
Figura 2.28 – Curva torque-ângulo para o método de aperto por controle de força	79
Figura 3.1 – Protótipo E16 e protótipo E17 da Equipe EESC – USP Formula SAE	80
Figura 3.2 – KTM Duke 390 2017 original.....	81
Figura 3.3 – Biela original KTM.....	83
Figura 3.4 – Parafusos originais KTM	83
Figura 3.5 – Modelo para determinar S_{sym} para uma junta excentricamente carregada através de um sólido de deformação corrigido	87
Figura 3.6 –Dimensões e pressão superficial na interface, junta excentricamente carregada e excentricamente solicitada.....	88
Figura 4.1 – Conjunto pistão biela após a quebra (2018).....	90
Figura 4.2 – Detalhe da parte inferior da biela e dos parafusos após a quebra (2018).....	91
Figura 4.3 – Detalhe do parafuso após a quebra (2018).....	91
Figura 4.4 – Aquisição do sensor de rotação do motor	92
Figura 4.5 – Procedimento de aperto recomendado pelo fabricante	94
Figura 4.6 – Conjunto da biela após a quebra (2019).....	94
Figura 4.7 – Detalhe da parte inferior da biela e dos parafusos após a quebra (2019).....	95
Figura 5.1– Dimensões da junta (valores em milímetro)	97
Figura 5.2 – Adaptação do método de cone-frusta para o caso da biela	98
Figura 6.1 – Parafusos novos.....	113
Figura 6.2 – Parafusos novos lubrificados para montagem.....	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Especificações métricas e resistências de parafusos de aço	40
Tabela 2 – Especificações técnicas do motor	82
Tabela 3 – Força de trabalho no parafuso em função da rotação	96
Tabela 4 – Resultados parciais de pré-carga e tensão no parafuso.....	100
Tabela 5– Resultados parciais de distribuição de forças entre o parafuso e a contra-peça	101
Tabela 6 – Resultados parciais de forças e tensões de fadiga	102
Tabela 7 – Resultados finais – parafuso pré-carregado sob carga dinâmica	104
Tabela 8 – Mínima força de união para evitar abertura unilateral.....	106
Tabela 9 – Resultados de força mínima para impedir a abertura unilateral	107
Tabela 10 – Resultados de tensão de fadiga	109

LISTA DE EQUAÇÕES

<i>Equação (1)</i>	37
<i>Equação (2)</i>	38
<i>Equação (3)</i>	38
<i>Equação (4)</i>	39
<i>Equação (5)</i>	39
<i>Equação (6)</i>	41
<i>Equação (7)</i>	49
<i>Equação (8)</i>	50
<i>Equação (9)</i>	51
<i>Equação (10)</i>	51
<i>Equação (11)</i>	52
<i>Equação (12)</i>	54
<i>Equação (13)</i>	54
<i>Equação (14)</i>	55
<i>Equação (15)</i>	55
<i>Equação (16)</i>	55
<i>Equação (17)</i>	55
<i>Equação (18)</i>	55
<i>Equação (19)</i>	57
<i>Equação (20)</i>	57
<i>Equação (21)</i>	57
<i>Equação (22)</i>	57
<i>Equação (23)</i>	57
<i>Equação (24)</i>	57
<i>Equação (25)</i>	58
<i>Equação (26)</i>	58
<i>Equação (27)</i>	58
<i>Equação (28)</i>	58
<i>Equação (29)</i>	58
<i>Equação (30)</i>	58
<i>Equação (31)</i>	59
<i>Equação (32)</i>	60

<i>Equação (33)</i>	61
<i>Equação (34)</i>	62
<i>Equação (35)</i>	62
<i>Equação (36)</i>	64
<i>Equação (37)</i>	65
<i>Equação (38)</i>	65
<i>Equação (39)</i>	65
<i>Equação (40)</i>	66
<i>Equação (41)</i>	66
<i>Equação (42)</i>	66
<i>Equação (43)</i>	66
<i>Equação (44)</i>	67
<i>Equação (45)</i>	97
<i>Equação (46)</i>	97
<i>Equação (47)</i>	98
<i>Equação (48)</i>	98
<i>Equação (49)</i>	99
<i>Equação (50)</i>	99
<i>Equação (51)</i>	101
<i>Equação (52)</i>	101
<i>Equação (53)</i>	101
<i>Equação (54)</i>	102
<i>Equação (55)</i>	103
<i>Equação (56)</i>	103
<i>Equação (57)</i>	103
<i>Equação (58)</i>	104
<i>Equação (59)</i>	104
<i>Equação (60)</i>	105
<i>Equação (61)</i>	105
<i>Equação (62)</i>	106
<i>Equação (63)</i>	107
<i>Equação (64)</i>	108
<i>Equação (65)</i>	108
<i>Equação (66)</i>	109

<i>Equação (67)</i>	109
---------------------------	-----

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	31
1.1	Objetivos	32
2	Embasamento teórico	34
2.1	Conceitos sobre uniões roscadas	34
2.2	Normalização e Resistência de prova.....	35
2.3	Considerações sobre modos de falha e seleção de materiais para elementos roscados 41	
2.3.1	Modos de falha	41
2.3.2	Materiais e tratamentos térmicos (revestimentos e fabricação)	44
2.4	Esforços atuantes, conceito de pré-carga e constante de rigidez da união	47
2.4.1	Constante de rigidez da união aparafusada (C)	49
2.5	Diagrama de relação força-deflexão.....	52
2.5.1	Parafusos pré-carregados sob carga dinâmica.....	56
2.6	Conceitos de Torque e Força Tensora	61
2.6.1	Rendimento e coeficiente de atrito	63
2.6.2	Condições finais de montagem.....	67
2.7	Métodos de aperto e controle de torque	70
2.7.1	Aperto por torque	71
2.7.2	Aperto por torque e monitoramento de ângulo	74
2.7.3	Aperto por torque e ângulo de deslocamento	76
2.7.4	Aperto por controle de força no limite de escoamento	77
2.7.5	Aperto por controle de força – Ângulo de Torção	78
3	Materiais e Métodos	80
3.1	Materiais	80
3.2	Métodos	84
3.2.1	Norma VDI2230 (2014)	85

3.2.2	Abordagens realizadas pela norma.....	86
4	Apresentação do problema	89
4.1	Primeira ocorrência da falha.....	89
4.2	Segunda ocorrência da falha.....	93
5	Sequência de cálculos.....	96
5.1	Pré-dimensionamento dos parafusos da biela	96
5.2	Método proposto por Shigley e Norton.....	97
5.3	Método proposto pela VDI2230 (material do CTF).....	104
5.3.1	Sequência de cálculos proposta pela norma VDI2230.....	104
6	Resultados e Discussões	111
6.1	Parafuso novo	112
7	CONCLUSÃO.....	115
7.1	Sugestões para trabalhos futuros	116

1 INTRODUÇÃO

Os projetos de engenharia se tornam cada vez mais inter e multidisciplinares à medida, que incorporam de forma combinada novos requisitos dos usuários e novas tecnologias, desde produtos customizados a produtos fabricados em série.

Nesse contexto, produtos destinados a mobilidade, em especial veículos automotivos, representam uma classe de projeto de engenharia que absorve rapidamente esse compromisso entre demandas de mercado, tecnologia e fundamentos de pesquisa básica e aplicada da engenharia.

Os veículos desenvolvidos para automobilismo devem atender atributos de confiabilidade, segurança e apresentar alto desempenho. Critérios técnicos de aerodinâmica, incorporando melhorias com relação à minimização de amplitude de vibrações e carregamentos de impacto contrabalanceando contradições técnicas de redução de massa e integridade estrutural são abordagens de estudo dentro desse universo multifatorial de projeto.

A utilização de uniões mecânicas, em específico uniões parafusadas, constituem uma das soluções clássicas de projeto mecânico, no sentido de permitir modularização, intercambiabilidade e acesso a manutenção de subconjuntos mecânicos, e, portanto, em sistemas automotivos. Entretanto, o benefício é contraposto com a geração de descontinuidades na estrutura/sistema, que altera a trajetória de fluxo de forças e gera concentradores de tensões.

Portanto, no projeto de uniões mecânicas, um estudo prévio e sistemático, para identificação de potenciais falhas, seus efeitos, modos e causas se torna uma abordagem que atribui robustez a etapa posterior: dimensionamento e seleção dos conjuntos de uniões mecânicas parafusadas em sistemas mecânicos.

Em um veículo de automobilismo, nesse trabalho focado em um carro de competição Fórmula SAE, a abordagem de rastreamento de falhas e o uso de métodos analítico/experimental para uniões parafusadas permitem prescrever a aplicação de torques periódicos nos parafusos de fixação, que nem sempre estão sujeitos somente a carregamentos de tração, mas também de esforços cortantes e de flexão, com cargas variando no tempo.

Esse trabalho tem como proposta desenvolver um estudo sistematizado do projeto de parafusos de fixação de biela, em veículos desenvolvidos para competição estudantil Fórmula

SAE ®, sob o ponto de vista de falhas catastróficas ocorridas em edições anteriores. A metodologia proposta se divide em duas etapas: elaborar um levantamento dos efeitos das falhas envolvendo as uniões parafusadas, especificamente para junções de biela-virabrequim para veículos de competição estudantil. Em seguida, foi elaborado um conjunto de possibilidades de causas e modos de falha, consideradas para o cálculo analítico das estimativas da força de pré-carga, em função dos resultados das constantes de rigidez (C) das uniões parafusadas e condições previstas no período da competição.

Dessa forma, procedeu-se para a estimativa das forças de pré-carga e constante de rigidez da união (C) o uso de dois métodos analíticos: método do cone-frusta que considera a deformação conjunta entre parafuso e membros descritos em Shigley et al (2006) e um segundo método que adiciona forças de atrito nas superfícies de contato, descrito na norma alemã VDI 2230.

1.1 Objetivos

O objetivo desse trabalho é apresentar um estudo sistemático baseado no entendimento dos esforços atuantes e na metodologia de controle de torque e aperto, para melhoria de características técnicas de parafusos de fixação de alto desempenho, no qual o estudo de caso aborda o conjunto das bielas de motores a combustão interna, especificamente na categoria de competição estudantil (Fórmula SAE ®). Um estudo qualitativo de falhas foi realizado com o objetivo de auxiliar a proposta de melhoria de projeto e aplicação de pré-carga.

Como objetivos específicos, de forma a complementar o objetivo principal do trabalho temos:

- Investigar o modo de falha observado em falhas ocorridas nos anos de 2018 e 2019, na intenção de encontrar um ponto de partida para proposta de melhoria;
- Entender como se comportam as forças geradas durante o processo de aperto e como a junta aparafusada irá sofrer variações de esforços quando posta em trabalho;
- Apresentar as metodologias de aperto utilizadas na indústria atual, possibilitando a diferenciação entre os métodos e ressaltar a importância da escolha correta do processo de aperto;

- Confrontar métodos sugeridos pela literatura académica clássica em contraponto com a norma alemã de cálculo para uniões parafusadas (VDI2230, 2014);
- Determinar a força mínima de montagem necessária para fixação da biela do motor KTM Duke 390, com o propósito de atingir uma rotação máxima de 12.000 RPM, sem abertura unilateral da interface (separação da capa da biela);
- Validar as modificações realizadas e os impactos gerados no projeto.

2 EMBASAMENTO TEÓRICO

2.1 Conceitos sobre uniões roscadas

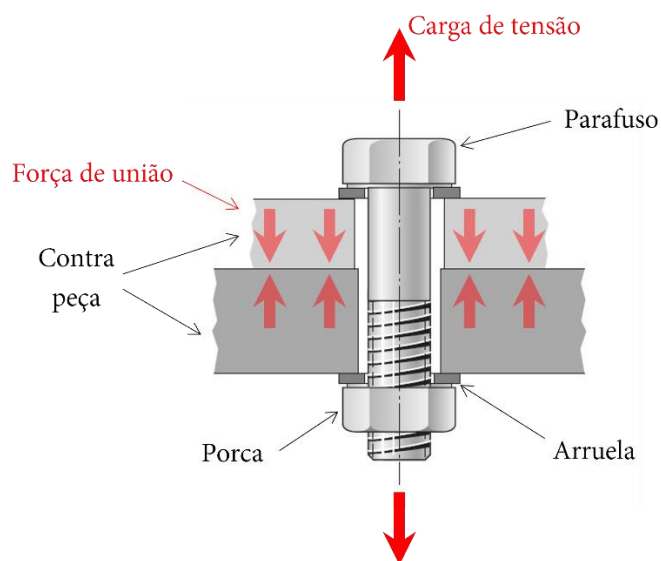
As uniões mecânicas, especificamente as uniões parafusadas permitem montagens e desmontagens de peças em um subconjunto mecânico, fundamental para o conceito de intercambialidade.

O processo de escolha da união mais adequada envolve uma série de atributos de projeto e parâmetros, tais como: direção do carregamento; amplitudes de vibrações; cargas simétricas/excêntricas; compatibilidade dos materiais; geometria; espessuras e dimensões; peso das partes a serem unidas; precisão do alinhamento; tolerâncias dimensionais de projeto; necessidade de pré-carga; facilidade de manutenção e custo total (Shigley, 2008; Silveira, 2022).

Entretanto, ao criar descontinuidades com uso de uniões mecânicas, são geradas alterações no fluxo de força, com concentrações de tensões, amplificadas por defeitos de fabricação e montagem.

De uma forma bastante simplificada uma união parafusada é composta por no mínimo três elementos básicos, sendo eles: o parafuso, um elemento que possui uma ou mais helicoides geradas sobre eixo, que produz um corpo roscado externo e estará sujeito às forças de tração ou cortantes durante a aplicação do torque; os membros, ou, contra peça, sujeitas a forças de compressão desenvolvidas durante o processo de aplicação de torque; e a porca, elemento que possui rosca na parte interna do furo. É comum e recomendada a utilização de arruelas, estas auxiliam na distribuição da tensão gerada na aplicação da pré-carga (Shigley et al, 2008). Na Figura 2.1 é apresentada uma representação esquemática de um parafuso com seus elementos básicos extraídos de um sistema de união de peças mecânicas.

Figura 2.1 – Elementos integrantes de uma junta aparafusada

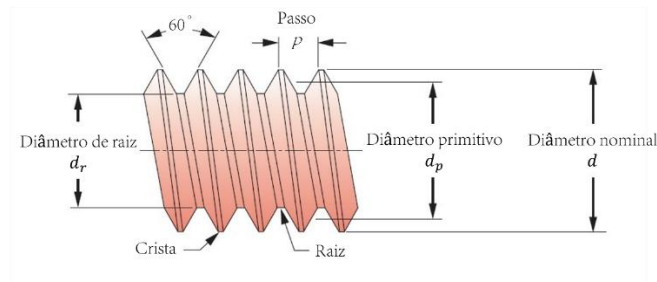


Fonte: Adaptado de Shigley (2008)

2.2 Normalização e Resistência de prova

Os parafusos de rosca helicoidais são encontrados em diversas dimensões e classes de resistência, sendo assim, existem normas técnicas que irão regulamentar tais variáveis permitindo que o desenvolvimento de um projeto e a utilização dos fixadores seja facilitada através de uma padronização. As formas das roscas diferiam originalmente em cada país fabricante principal, mas após a Segunda Guerra Mundial foram padronizadas na Grã-Bretanha, Canadá e Estados Unidos para o que agora é chamado de UNS (*Unified National Standard*) que utiliza o sistema imperial de medidas. Um padrão europeu também é definido pela ISO e tem essencialmente a mesma forma de seção transversal de rosca, mas usa dimensões métricas, portanto não é intercambiável com roscas UNS (Norton, 2013). Na Figura 2.2 é possível observar a vista lateral de um parafuso, e suas dimensões de referência.

Figura 2.2 – Vista em detalhe do corpo roscado do parafuso

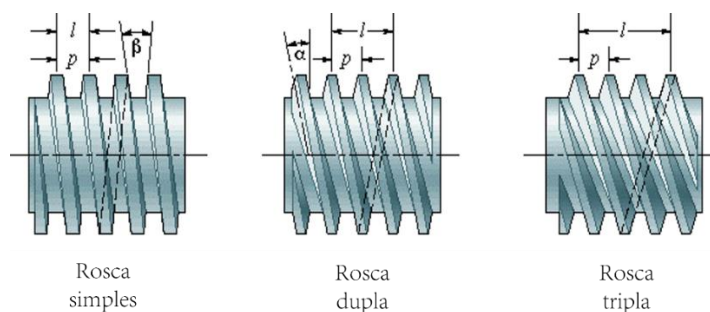


Fonte: Adaptado de Norton (2013)

Ambos sistemas utilizam um ângulo interno de 60° e definem o tamanho da rosca pelo diâmetro externo, ou nominal (d). O passo de rosca (p) é a distância entre roscas adjacentes. As cristas e raízes são definidas como planos para reduzir a concentração de tensão de um canto agudo. O diâmetro de raiz (d_r), é o menor diâmetro da sessão roscada, e o diâmetro de primitivo (d_p) é definido pelo diâmetro médio entre o diâmetro maior (d) e o diâmetro menor (d_r).

O avanço l , é a distância axial que o parafuso percorre em uma volta. Para o caso de um parafuso de rosca única, conforme mostrado na figura o avanço (l) será igual ao passo (p). No entanto, para parafusos de movimentação é possível encontrar configurações onde se tem múltiplas roscas, sendo assim, um parafuso com rosca dupla apresenta uma relação entre passo e avanço de 1:2. A relação respeita a proporção $l = n \cdot p$, sendo n o número de roscas. A Figura 2.3 apresenta essa relação.

Figura 2.3 – Diferentes entradas de roscas.



Fonte: Adaptado de Silveira (2022)

Os parafusos representados pela ISO são especificados através do seu diâmetro nominal (d) e passo de rosca (p), ambas apresentadas em milímetros. Sua identificação será feita com um M a frente do diâmetro nominal, seguido do valor do passo.

Exemplo: M12 x 1,75.

Tratando de um parafuso com diâmetro nominal de 12 milímetros e passo de rosca de 1,75 milímetros.

A norma UNS também apresenta as três classes de roscas. A UNC (*Unified National Coarse*) possui uma densidade de rosca mais baixa e a UNF (*Unified National Fine*) têm uma densidade de rosca mais alta, o que significa que há mais filetes de rosca por polegada em comparação com as roscas UNC, resultando em uma rosca com um passo mais fino e uma taxa de engajamento maior. São especificados através do seu diâmetro nominal e o número de filetes de rosca por polegada. Sua identificação será feita com o diâmetro nominal seguido do número de filetes por polegada e a sigla UNC ou UNF, a depender de sua densidade de rosca por polegada. Um exemplo de seleção do par parafuso/porca no sistema UNS será de 5/8" – 18UNC, tratando de um parafuso com diâmetro nominal de 5/8 de polegada e com 18 filetes de rosca por polegada.

Todas roscas padrão são do tipo rosca direita, ou seja, o parafuso irá avançar quando for girado no sentido horário. Quando o parafuso avança ao ser girado no sentido anti-horário trata-se de um parafuso com rosca esquerda, tal fato deve ser indicado em sua identificação.

As roscas podem apresentar três séries ou classes de passos, tanto na série ISO, quanto no sistema unificado UNC:

- Passo grosso: utilizadas em repetições de montagem/desmontagens;
- Passo fino: fornecem maior resistência às vibrações. Aplicações na indústria automotiva e aeronáutica, maior diâmetro de raiz;
- Passo extrafino: utilizadas em componentes com paredes finas; roscas curtas e porcas de retenção de mancais.

Mais uma dimensão importante de um fixador roscado é o seu comprimento total (L_T), podendo ser dividido em porção roscada e porção não roscada. Como observado na Figura 2.2. O comprimento de rosca de parafusos com porca, para o sistema UNS em função do diâmetro externo do parafuso (d) é dada pela *Equação (1)*.

$$L_T = \begin{cases} 2d + 1/4 \text{ in}, & L \leq 6 \text{ in} \\ 2d + 1/2 \text{ in} & L > 6 \text{ in} \end{cases} \quad \text{Equação (1)}$$

O comprimento de rosca de parafusos com porca, para o sistema ISO em função do diâmetro externo do parafuso (d) é dada pela *Equação (2)*.

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, & L \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm}, & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, & L > 200 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Equação (2)}$$

Em uma montagem de parafuso e porca é recomendado que, após realizado o processo de aperto, restem ao menos 2 filetes de rosca não engajados além da face mais externa da porca, de forma a garantir que todos os filetes da porca foram engajados, reduzindo a concentração de tensões e evitando o enfraquecimento da rosca que ocorreria se houvesse apenas uma ou nenhuma rosca além da porca. Isso é especialmente importante em aplicações de alta tensão ou quando a conexão está sujeita a cargas dinâmicas.

Parafusos e porcas que compõe sistemas mecânicos estruturais e que são submetidos a cargas dinâmicas devem ser dimensionados levando em consideração seu limite de escoamento (S_y) e limite de resistência a tração (S_{ult}) definidas pelas normas SAE e ASTM. Essas associações definem graus, ou classes de resistência do parafuso as quais são especificadas por seus materiais, tratamento térmico e uma resistência mínima de prova, e é obtida através de resultados experimentais.

A carga de prova é a força tensora máxima que o elemento deve suportar antes de sofrer deformação permanente. Sendo assim, a resistência de prova é dada pela tensão sob a qual o parafuso é tracionado no regime elástico, próximo limite de escoamento do material, e é resultado do quociente entre a força de prova e a área de tensão de tração, conforme *Equação (3)*.

$$S_y = \frac{F_i}{A_s} \quad \text{Equação (3)}$$

A área de tensão de tração será representada pela área resistiva (A_s), que para parafusos pode ser obtida através da *Equação (4)* que leva em consideração o diâmetro primitivo (d_p) e o diâmetro de raiz (d_r).

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2$$

$$\text{Onde: } d_p = d - (0,649519 \cdot p)$$

$$d_r = d - (1,226869 \cdot p)$$

Equação (4)

A expressão também pode ser obtida através da *Equação (5)* a qual são levados em consideração o diâmetro nominal (d) e o passo de rosca (p).

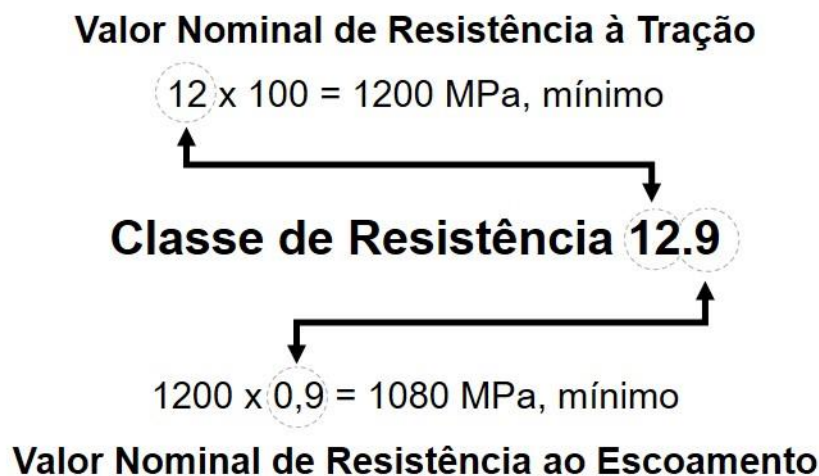
$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot (d - 0,9328 \cdot p)^2$$

Equação (5)

Para classificação dos parafusos encontramos uma terminologia específica, um código formado por dois números no formato (XX.Y), comumente estampados na cabeça dos parafusos. Esse código tem a finalidade de informar o limite de resistência à tração e o limite de escoamento do parafuso, parâmetros fundamentais para dimensionamento da junta e do processo de aperto.

O primeiro número (XX) do código se refere ao limite de resistência à tração (S_{ult}) do para fuso, para obtermos este valor basta multiplicar por 100 o primeiro número (XX) do código, obtendo assim o valor mínimo nominal de resistência a tração em MPa. Já o segundo número (.Y) do código se refere ao limite de escoamento do parafuso, e para obtermos este valor multiplicamos o valor nominal de resistência a tração obtido do cálculo anterior pelo decimal (.Y), o resultado será o valor mínimo nominal de resistência ao escoamento (S_y), também em MPa. A Figura 2.4 abaixo nos ajuda a entender melhor como deve ser feita essa decodificação.

Figura 2.4 – Esquemático representativo da classe de resistência



Fonte: Garcia (2011)

Tomando então como exemplo um parafuso de classe 12.9 temos seu valor mínimo nominal de resistência a tração de 1200MPa, e valor mínimo nominal de resistência ao escoamento de 90% do valor de resistência a tração, ou seja, 1080 MPa. Na Tabela 1 podemos observar as classes de resistência segundo a norma ISO 898 parte 1 (1999), assim como suas demissões, valores nominais de resistência e material.

Tabela 1 – Especificações métricas e resistências de parafusos de aço

Classe de resistência	Tamanho	Resistência mínima à prova [MPa]	Resistência mínima à tração [MPa]	Resistência mínima ao escoamento [MPa]	Material	Identificação
4.6	M5-M36	225	400	240	Baixo ou médio carbono	
4.8	M1,5 - M16	310	420	340	Baixo ou médio carbono	
5.8	M5 - M24	380	520	420	Baixo ou médio carbono	
8.8	M16 - M36	600	830	660	Baixo carbono, martensita Q&T (temperado e revenido)	
9.8	M1,6 - M16	650	900	720	Baixo carbono, martensita Q&T (temperado e revenido)	
10.9	M5 - M36	830	1040	940	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
12.9	M1,6 - M36	790	1220	1100	Liga, Q&T (temperado e revenido)	

Fonte: Adaptado de Norton (2013)

Conhecida a classe de resistência do parafuso e sabendo suas dimensões é possível retrabalhar a *Equação (3)* de modo a deixar em evidência a força tensora (F_t) máxima, que representará a máxima capacidade de geração de força de união, conforme a *Equação (6)* seguir.

$$F_t = S_{ult} \times A_s$$

ou

$$F_t = S_y \times A_s$$

Equação (6)

A capacidade de geração de força pode ser calculada para o caso de um máximo aproveitamento do parafuso, quando este é apertado próximo ao seu limite de ruptura (S_{ult}), e também para a situação de aperto dentro do regime elástico, até o limite de escoamento (S_y).

2.3 Considerações sobre modos de falha e seleção de materiais para elementos roscados

2.3.1 Modos de falha

Para um bom funcionamento dos elementos roscados atrelados a um sistema mecânico é imprescindível que estes se comportem de maneira previsível e robusta, entretanto é bastante comum encontrar relatos de situações em que os elementos de fixação falhem em operação. Muitas vezes as falhas podem ocorrer por erros de projeto e dimensionamento, escolha errada de materiais ou operação fora de especificação. Entender o domínio dessas variáveis do sistema mecânico pode ser muito difícil, mesmo utilizando de modelos matemáticos e computacionais para tentar simular todas as condições e esforços que podem comprometer uma união aparafusada.

Entretanto, as principais ocorrências de falhas em uniões roscadas estão relacionadas à pré-carga aplicada ao parafuso, podendo essa ser inferior à pré-carga mínima necessária, ou superior à pré-carga máxima permitida. A maioria das falhas ocorre na região dos filetes de rosca do parafuso, região de acúmulo de forças residuais e pontos de fragilidade.

Na situação em que o resultado do processo de aperto do parafuso seja uma força de união, ou pré-carga, inferior a força suficiente para manter os elementos da junta bem fixados, durante sua vida em operação as forças de cisalhamento e axiais irão gerar movimentações dos elementos próximos à união aparafusada. A ação dessas forças que surgem de maneira inesperada, não consideradas no projeto, podem vir a causar a abertura da união, ou escorregamento entre as superfícies fixadas, transferindo para o parafuso forças de tração e cisalhamento, podendo gerar seu afrouxamento seguido de falha, ou a ocorrência dessas cargas de forma cíclica vir a fadigar o elemento.

Para a situação onde a força de pré-carga aplicada excede o máximo valor permitido, existe a possibilidade de sobrecarga, ou seja, o parafuso receba carga superior ao seu limite de escoamento. Nessa situação caso haja um carregamento adicional vindo da contra peça o parafuso pode se deformar permanentemente, podendo falhar devido à tensão direta ou, quando a carga for removida, sustentará a deformação plástica resultando em uma perda de pré-carga, atingindo uma condição similar a apresentada anteriormente.

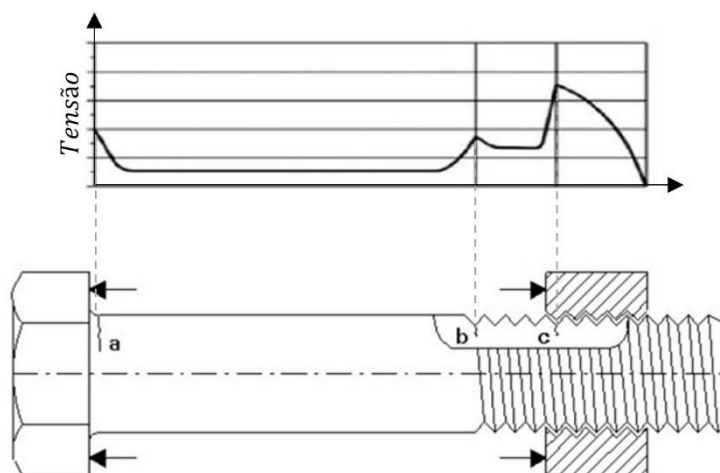
A fadiga mecânica é caracterizada pela ruptura progressiva de materiais sujeitos à carregamentos cíclicos em um nível de tensão consideravelmente menor que o seu limite de escoamento. A fadiga é uma causa bastante comum em diversas aplicações cotidianas, o que não é diferente para os parafusos. Segundo Buda (1994), a fadiga é estimada como sendo responsável por aproximadamente 85% dos casos de falha em parafusos, sendo a maioria dessas em aplicações de tração, a qual o parafuso está submetido à uma pequena pré-carga juntamente a uma carga externa alternada. Assim pode-se observar o quão importante é o processo de montagem e aplicação de pré-carga em um dimensionamento.

As fraturas em parafusos irão ocorrer em 3 regiões distintas, segundo Peterson (1974), e são distribuídas da seguinte forma:

- Raio do primeiro filete engajado, representando 65% das ocorrências;
- Raio de transição entre o corpo roscado e o corpo liso, representando 20% das ocorrências;
- Raio entre a cabeça e a haste, representando 15% das ocorrências.

A Figura 2.5 mostra as regiões de maior tensão no parafuso, que coincidem com as três regiões apresentadas acima.

Figura 2.5 – Regiões de concentração de tensão no parafuso



Fonte: Adaptado de Eccles (2004)

Por fim, ainda é possível que ocorram falhas relacionadas à perda de forma entre filetes da parafusos e da porca, comumente chamado de “espanamento” da rosca, e é ocorre quando a tensão de cisalhamento nos filetes de rosca excede o limite suportado pelo material, podendo acontecer nas roscas do parafuso ou nas roscas da porca/furo roscado. O espanamento pode ser facilitado em uniões que passam por diversos ciclos de montagem e desmontagem, esta ação realizada de forma repetida pode contribuir para o desgaste dos filetes de rosca, reduzindo sua resistência ao cisalhamento. No caso da porca ou furo roscado o espanamento se dá de forma mais acentuada nos primeiros filetes de rosca, região de maior tensão, seu cisalhamento gera instabilidade na distribuição de forças e acaba sobrecarregando os filetes subsequentes que cisalham sucessivamente.

O espanamento de rosca trata-se de um fenômeno complexo, são listados a seguir alguns fatores que interferem na resistência ao espanamento da rosca:

- Dimensões da rosca, como passo, diâmetro, profundidade do filete;
- Variação das forças de tração e cisalhamento no material, tanto nas roscas externas como nas internas;
- Surgimento de folgas radiais entre os elementos roscados de forma a reduzi a área de contato entre os filetes e aumentar a tensão de cisalhamento;
- Dobramento dos filetes de rosca causado durante o processo de fabricação, quando a matriz conforma o material, resultando em superfícies de contato imperfeitas.

2.3.2 Materiais e tratamentos térmicos (revestimentos e fabricação)

Observando o que foi apresentado no tópico 2.3.1, para que não ocorra falha inesperada no elemento de fixação, é de extrema importância cuidados na seleção dos materiais a serem utilizados. A seleção do material adequado para um elemento de fixação irá depender das propriedades mecânicas, de resistência à corrosão, do material da contra-peça, do ambiente de aplicação e dos requisitos de custo e desempenho do projeto. É sempre recomendável seguir as diretrizes e regulamentações específicas da indústria e do fabricante para garantir o uso seguro e adequado dos parafusos em uma aplicação específica, na qual a utilização dos materiais apropriados contribuirá para a qualidade e a durabilidade das fixações.

Como é possível observar na (tabela que tem os materiais e as classes) o aço carbono é um dos materiais mais utilizados na fabricação de elementos de fixação. Trata-se de um material relativamente barato e com boa resistência à tração, além de que este material pode passar por processos de tratamento térmico que irão agregar propriedades de resistência e tenacidade. Apesar da sua versatilidade o aço carbono possui baixa resistência a corrosão, portanto sua utilização se torna crítica em ambientes úmidos ou corrosivos.

Uma opção direta para substituição de parafusos em aço carbono é o aço inoxidável, que possui em sua composição elementos ligantes como o cromo e o níquel. O cromo irá exercer papel fundamental no material, pois ao entrar em contato com o oxigênio presente no ar, irá formar uma película de óxido de cromo na superfície do parafuso que atua como uma barreira para a corrosão. Essa característica permite com que parafusos de aço inoxidável tenham maior durabilidade quando expostos a ambientes úmidos e corrosivos.

Para projetos que requerem altos valores de resistência a tração e corrosão, e baixo peso simultaneamente é provável que seja necessário recorrer a parafusos fabricados em titânio e suas ligas. O titânio é um material de custo elevado, apresentando uma excelente relação entre peso e resistência mecânica, por isso é muito utilizado em projetos que necessitam de cumprir requisitos de baixo peso e alta resistência. É utilizado com frequência na indústria aeronáutica, aeroespacial e automobilística de alta performance para atender requisitos de projeto. Por ser um material de baixa reatividade também é utilizado na área da medicina para confeccionar parafusos de implante cirúrgico.

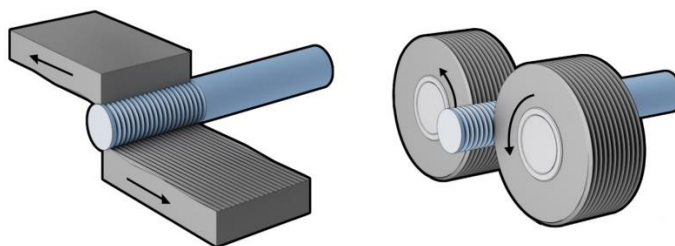
As aplicações que necessitam de parafusos com baixo peso e resistência mecânica não tão elevada, o alumínio é uma alternativa a ser levada em consideração. O alumínio apresenta valor mais acessível quando comparado ao titânio, pode ser encontrado em diversas ligas, com diferentes valores de resistência mecânica, além de ser resistente à corrosão. Sua utilização, no entanto, não é recomendada para montagem de juntas críticas, que receberão altas cargas mecânicas e que sua falha pode causar resultados catastróficos no sistema.

Materiais como latão, cobre, bronze, zinco e polímeros também podem ser utilizados para a fabricação de parafusos, porém esses materiais não possuem alta resistência mecânica de serão utilizados em casos específicos. Materiais mais macios como o cobre, bronze e latão são muito utilizados em aplicações de vedações roscadas, como exemplo tampões e em sistemas hidráulicos, pois garante uma boa vedação e estanqueidade do sistema. Para fixação de componentes eletrônicos e placas de circuito elétrico é recordada a utilização de parafusos de poliméricos, pois trata-se de um material não condutor elétrico, também são utilizados na fixação de painéis de carroceria e fixação de elementos de acabamento em veículos.

Existem duas maneiras de se produzir os filetes de rosca em um parafuso, cada método possui suas particularidades, vantagens e desvantagens, são eles:

- Conformação plástica: neste processo, também conhecido como rolagem, a barra cilíndrica que irá se tornar um parafuso é rolada entre duas matrizes estriadas de metal duro (metal ferramenta) sob forças de compressão capazes de deformar plasticamente a superfície do material, transferindo sua forma estriada para a barra cilíndrica. São comuns dois tipos de fabricação por rolagem, as quais são utilizadas matrizes cilíndricas ou planas, como mostra a Figura 2.6 Figura 2.6 abaixo. Trata-se de um processo onde não ocorre retirada de material para formação dos filetes de rosca, e que pode ser realizado a quente ou a frio.

Figura 2.6 – Processos de fabricação por deformação plástica de parafusos

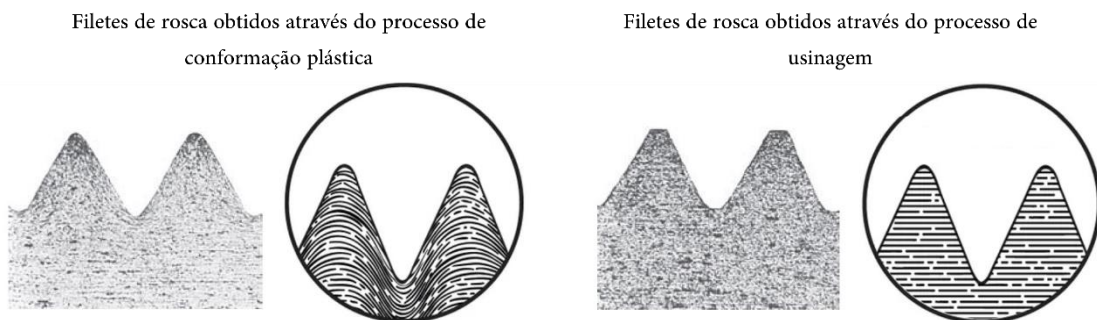


Fonte: Thread Rolling, Manufacturing Guide (2023)

– Usinagem: este processo irá remover material da barra cilíndrica de forma a criar a superfície com os filetes de rosca, a operação de desbaste pode ser feita em um torno, fresa ou de forma manual, utilizando ferramentas perfiladas.

Os métodos de fabricação dos filetes de rosca irão implicar em características finais do parafuso, principalmente relacionado a microestrutura do material em sua superfície. A perturbação da forma inicial do material para forma de rosca causa uma reorientação dos grãos durante o processo de conformação plástica, endurece e fortalece o material, cria raios na raiz e na crista e introduz tensões residuais compressivas favoráveis nas raízes da rosca. Em contraste, processo de usinagem dos filetes de rosca interrompe o grão, introduzindo descontinuidades de pontos de fragilização. A Figura 2.7 ilustra com clareza as diferenças entre os processos. Segundo Norton (2013) esses fatores contribuem a um aumento significativo na resistência das roscas laminadas em comparação com as roscas cortadas, apresentando resistência à fadiga significativamente maior devido à orientação favorável dos grãos.

Figura 2.7 – Estruturas de grãos de roscas cortadas e laminadas



Fonte: Adaptado de Norton (2013)

Como observado na Tabela 1, as classes de resistência a partir da Classe 8.8 devem passar pelo processo de tratamento térmico do aço, que envolve aquecimento e resfriamento controlados que irão provocar alterações alotrópicas cujo objetivo principal é alterar sua microestrutura e suas propriedades mecânicas, como resistência à tração, dureza e tenacidade.

O tratamento térmico mais comum para parafusos é a têmpera seguido de revenimento. Nesse processo, os parafusos são aquecidos a uma temperatura superior à temperatura de austenitização do aço, transformando toda estrutura em austenita. Em seguida, os parafusos são resfriados rapidamente para formar martensita, uma estrutura de alta dureza, porém de alta fragilidade devido a introdução de tensões residuais internas, causadas pelo rápido resfriamento e reorganização da microestrutura.

O processo de revenimento é realizado após a têmpera na intenção de aliviar as tensões residuais internas, reduzindo também a fragilidade do material. O material novamente é aquecido, agora à uma temperatura abaixo de sua zona crítica e é resfriado de forma lenta, geralmente ao ar ambiente. Como resultado do alívio das tensões residuais tem-se a redução da dureza e aumento da sua tenacidade.

Para tornar os parafusos mais tenazes e resistentes, a martensita é aquecida novamente a uma temperatura mais baixa para transformar a estrutura em bainita ou ferrita, dependendo da aplicação e das especificações do projeto.

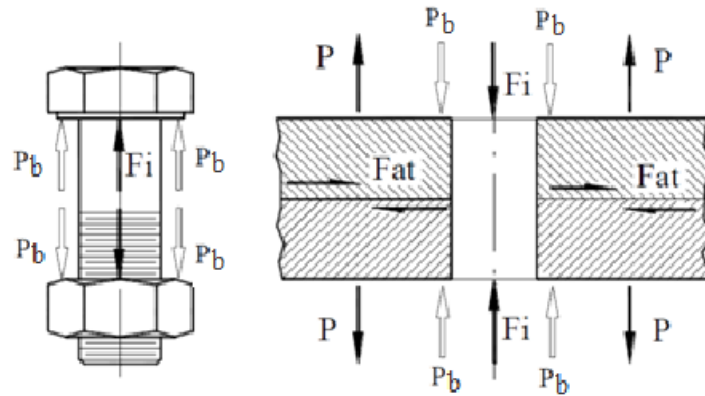
A escolha do tratamento térmico adequado para parafusos depende do tipo de material do parafuso, suas dimensões, seu uso final e do desempenho esperado. É importante seguir as especificações do projeto e as normas técnicas para garantir que os parafusos tenham a resistência e a durabilidade necessárias para sua aplicação.

Após a realização do tratamento térmico é necessário realizar um processo de acabamento, para garantir uniformidade nas superfícies, remover rebarbas da fabricação e melhorar sua aparência final. Em alguns casos se faz necessário a utilização de revestimentos que podem melhorar a proteção contra corrosão, desgaste e reduzir o coeficiente de atrito dos filetes de rosca. Nos parafusos fabricados em aço é comum a utilização de revestimentos com metais como cobre, zinco, cromo, níquel que são depositados no aço através de processos eletroquímicos. Já para parafusos de alumínio e titânio o processo utilizado é o de anodização, que cria uma camada protetora de óxido na superfície do material.

2.4 Esforços atuantes, conceito de pré-carga e constante de rigidez da união

Ao iniciar o projeto de uma junta aparafusada deve-se estudar a força de união que será necessária para que a junta mantenha-se íntegra durante seu funcionamento e comporte-se como projetado. A partir da obtenção da força de união necessária vem o estudo e dimensionamento dos elementos de fixação. O parafuso, a porca e o processo de aperto serão os atores responsáveis pela criação e manutenção dessa força de união necessária. A Figura 2.8 contém um diagrama de corpo livre onde é possível observar os pares de força ação e reação que estarão presentes durante o estudo.

Figura 2.8 – Diagrama de Corpo Livre de uma união pré-carregada



Fonte: Adaptado de Shigley (2008)

A pré-carga (F_i), ou força de união, se refere ao carregamento em um fixador imediatamente após ter sido montado ou apertado, nessa situação o fixador se encontra carregado por uma força de tração, enquanto os elementos da contra-peça encontram-se em um carregamento compressivo (F_i), formando um par ação e reação. A junta em questão pode ainda estar sobre ação de uma força de tração (P), que atua no sentido de separar os elementos da contra peça, e forças cisalhantes, que resultam em uma força de atrito (F_{at}) na interface entre os elementos da contra peça.

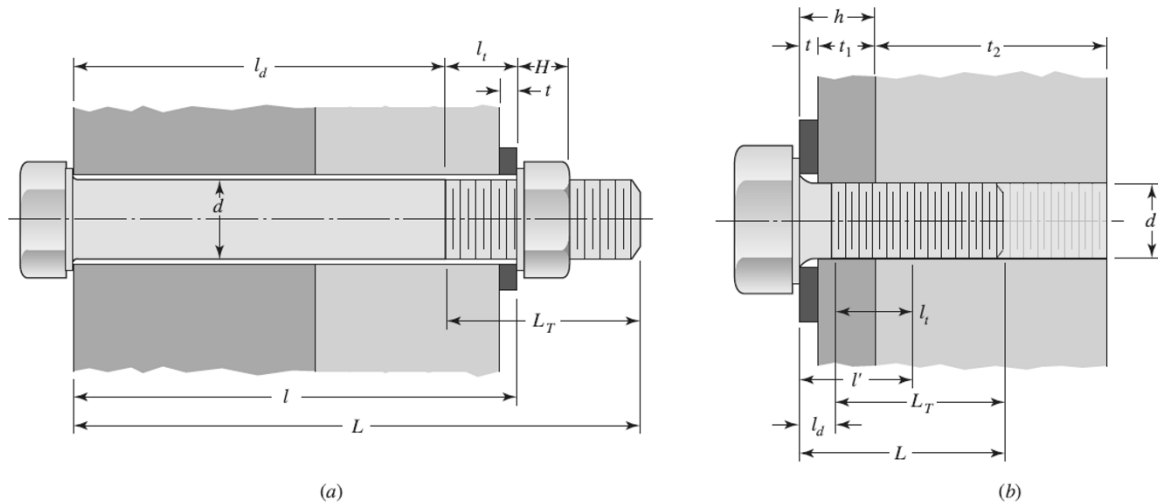
O capítulo 2.2 apresenta através da *Equação (6)* o cálculo da força de tensora obtida levando em consideração a geometria do parafuso, representada pela sua área resistiva (A_s), e sua classe de resistência que informa a tensão que o parafuso deve suportar sem que entre em regime de deformação permanente (S_y).

Segundo Shigley (2008), a pré-carga é a força de tração máxima que pode ser aplicada ao parafuso de tal forma a não produzir uma deformação permanente. O autor ainda define a pré-carga como uma força aplicada menor do que a força no limite de ruptura, que produz uma deformação permanente de 0,2%, associada a um ensaio padronizado, para determinar S_y .

2.4.1 Constante de rigidez da união aparafusada (C)

Aprofundando a análise de uma perspectiva estrutural, o estudo das constantes de rigidez irá auxiliar no entendimento da dinâmica de transferência de carga externa recebida pelo fixador e contra peça. Se faz necessário distinguir o cálculo da constante de rigidez do parafuso, da contra-peça e do conjunto parafuso contra-peça. Para o cálculo de rigidez do parafuso é necessária a análise das dimensões contidas na Figura 2.9 abaixo.

Figura 2.9 – Dimensões necessárias para o cálculo da constante de rigidez da união



Fonte: Adaptado de Shigley (2008)

A rigidez do parafuso é dada pela *Equação (7)*.

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad \text{Equação (7)}$$

Sendo:

- A_d = área da porção não roscada do parafuso;
- l_d = comprimento da porção não roscada do parafuso dentro da zona de compressão;
- A_t = área resistiva da porção roscada do parafuso;
- l_t = comprimento da porção roscada do parafuso dentro da zona de compressão;
- E = módulo de elasticidade do parafuso.

Através do equacionamento é possível notar que o parafuso é discretizado em duas regiões distintas, a região roscada e não roscada. É possível também comparar essa montagem a uma montagem de molas em série, onde cada mola possui sua constante de rigidez, e a constante resultante irá representar o parafuso como uma peça única.

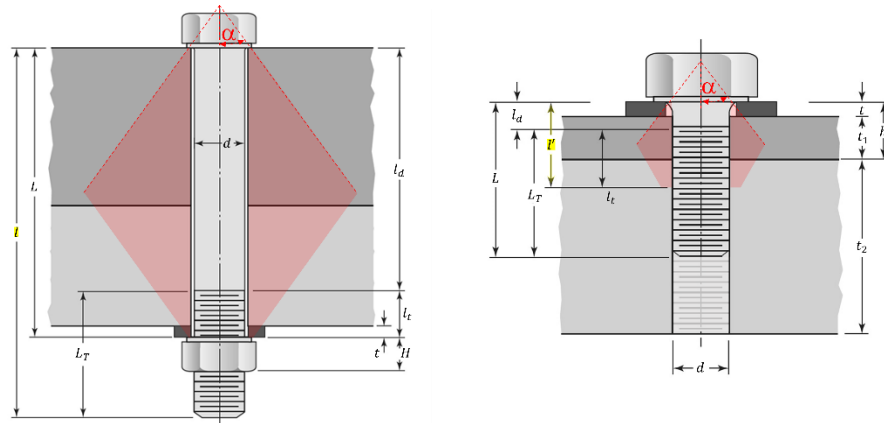
Ainda na Figura 2.9, para caso *b*, onde o parafuso é montado em um furo roscado, a identificação do comprimento da porção dentro zona de compressão (l') é dado pela *Equação (8)*, tendo em vista que apenas os primeiros filetes de rosca do parafuso são responsáveis pelo carregamento.

$$l' = \begin{cases} h + t_2/2, & t_2 < d \\ h + d/2, & t_2 \geq d \end{cases} \quad \text{Equação (8)}$$

Para a obtenção da rigidez total da junta é necessário calcular a rigidez dos membros que compõem a contra peça. Para situações de montagem que envolvem gaxetas, a rigidez da gaxeta é tão inferior à rigidez do parafuso e dos demais constituintes da contra peça que apenas a rigidez da gaxeta é levada em consideração. Já para juntas sem gaxeta, que envolvem materiais com rigidez semelhante à do parafuso é necessário lançar mão de métodos numérico-experimentais, tendo em vista que a área de compressão entre a cabeça do parafuso e a porca não possui geometria bem definida, gerando uma geometria complexa de distribuição de tensões no material.

Diversos métodos experimentais tentam descrever a distribuição de tensão na contra peça, no entanto, o método sugerido por Shigley (2008), referenciado em Ito (1979), é chamado de método do cone de pressão, ou método de cone-frusta. O método possibilita definir uma geometria de um “sólido de deformação”, que representa a região da contra-peça que está sujeita as tensões e deformações resultantes da força de união gerada pelo parafuso. Essa geometria servirá de referência para o cálculo da rigidez dos membros da junta, a Figura 2.10 ilustra como é teorizada a geometria do sólido de deformação.

Figura 2.10 – Representação da teoria de cone-frusta



Fonte: Adaptado de Shigley (2008)

Os diâmetros do cone de revolução são calculados através *Equação (9)*.

$$\begin{aligned} d_w &= 1,5d \\ D_1 &= 1,5d + l \tan(\alpha) \end{aligned} \quad \text{Equação (9)}$$

Sendo:

- d_w = diâmetro menor sólido de deformação, a depender do diâmetro da flange da cabeça do parafuso ou diâmetro da arruela;
- D_1 = diâmetro maior do sólido de deformação;
- d = diâmetro nominal do parafuso;
- l = comprimento efetivo do sólido de deformação, onde, para o caso de furo roscado $l=l'$;

Supondo que a contra peça é composta por duas partes de um mesmo material, a constante de rigidez dos elementos da contra peça (K_m) pode ser representada pela *Equação (10)* a seguir.

$$K_m = \frac{\pi E d \tan(\alpha)}{2 \ln \frac{(l \tan(\alpha) + d_w - d)(d_w + d)}{(l \tan(\alpha) + d_w + d)(d_w - d)}} \quad \text{Equação (10)}$$

Sendo:

- E = módulo de elasticidade da contra peça.

Pelo fato de o ângulo α ser dependente de resultados experimentais, Shigley (2008) sugere a utilização do valor fixo de $\alpha=30^\circ$, exceto em casos em que o material é insuficiente para a formação do cone de pressão.

Por fim, a constante de rigidez total do sistema é dada pela *Equação (11)*, uma relação entre a constante de rigidez do parafuso e da contra-peça.

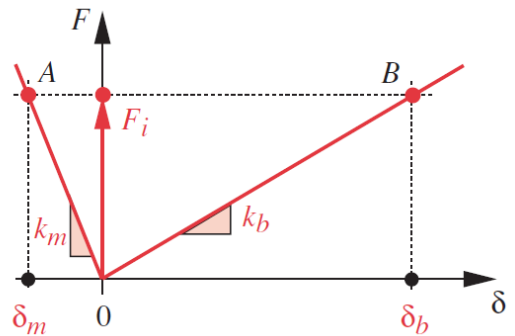
$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad \text{Equação (11)}$$

O valor da constante de rigidez total do sistema estará entre 0 e 1, e representará a proporção da carga externa aplicada que será absorvida pelo parafuso, enquanto $1 - C$ irá representar a proporção da carga externa que será absorvida pela contra-peça. Segundo Shigley, mais de 80% da carga é absorvida pela contra-peça, sendo que a menor porção será responsabilidade do parafuso.

2.5 Diagrama de relação força-deflexão

Os diagramas de união são ferramentas que ajudam a entender melhor como ocorre a distribuição de tensão entre o parafuso e os elementos da contra peça, permitindo identificar as deflexões e também visualizar como a junta sustenta a aplicação de força externa e como essa força é dividida entre uma parcela para o parafuso, e outra parcela para os membros da contra peça. Um exemplo de diagrama de união é apresentado na Figura 2.11 a seguir.

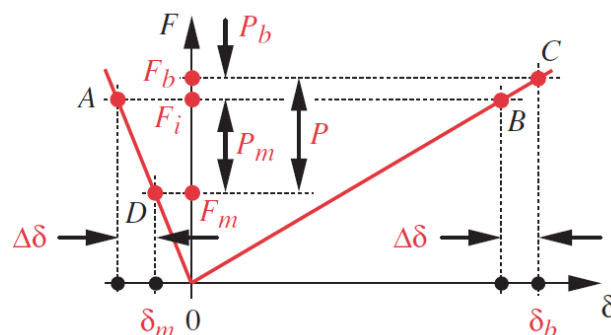
Figura 2.11 – Diagrama de força-deflexão de uma junta pré-carrega sem solicitação externa



Fonte: Norton (2013)

Ao receber uma carga externa P , a junta representada pelo diagrama, irá sofrer uma deflexão adicional introduzida tanto no parafuso (δ_b) quanto no material (δ_m), conforme mostrado na Figura 2.12. Essa deflexão deve ser a mesma no parafuso e no material, a menos que a carga aplicada seja grande o suficiente para que haja separação da junta. A deflexão adicional cria uma nova situação de carga tanto no parafuso quanto no material. A carga no material é reduzida em P_m e se move para baixo na linha de rigidez do material até o ponto D com um novo valor F_m . A carga no parafuso é aumentada em P_b e sobe na linha de rigidez do parafuso até o ponto C com um novo valor F_b . Observe que a carga aplicada P é dividida em duas componentes, uma suportada pelo material (P_m) e outra suportada pelo parafuso (P_b).

Figura 2.12 – Diagrama de força-deflexão de uma junta pré-carrega com solicitação externa (P)



Fonte: Norton (2013)

A porção de força absorvida pela contra peça (F_m), e a porção de força absorvida pelo parafuso (F_b) são calculadas através das Equações Equação (12) e Equação (13), respectivamente.

$$F_m = F_i - P_m \quad F_m \geq 0 \quad \text{Equação (12)}$$

$$F_b = F_i + P_b \quad \text{Equação (13)}$$

Devido ao fato de tanto o parafuso como a contra-peça se comportarem como molas sob tensão, ao receber a força externa a cargas aplicadas são parcialmente suportadas pela deformação desta mola. Se a rigidez relativa do parafuso e da contra-peça for como mostrado anteriormente, sendo a contra-peça mais rígida que o parafuso, a contra-peça é responsável por suportar a maior parte da carga aplicada e o parafuso sente pouca carga adicional acima da pré-carga inicial.

Para montagens não permanentes, aquelas que irão passar por diversos ciclos de montagem e desmontagem, e em uma situação em que se deseja reutilizar os parafusos, Norton (2013) recomenda que seja aplicada uma pré-carga de até 75% do valor de limite de escoamento. Já para montagens permanentes, situações em que não haverá desmontagem, ou se houver o parafuso será substituído por um novo, é recomendado que se utiliza uma pré-carga de até 90% do valor de limite de escoamento do parafuso.

$$\text{Pré carga: } \begin{cases} 0,75 \cdot S_y & \text{para conexões não permanentes, fixadores reutilizados} \\ 0,90 \cdot S_y & \text{para conexões permanente, fixadores de uso único} \end{cases}$$

De acordo com Shigley (2008), para uma junta dimensionada, se o parafuso não falhou durante a aplicação da pré-carga em sua montagem, provavelmente não irá falhar em serviço, a não ser que haja sobrecarga na junta.

Também é possível observar que, se a carga aplicada P for grande o suficiente para fazer com que o componente P_m exceda a força de pré-carga F_i , a junta se separará, F_m será zero e o parafuso irá receber o valor total da carga aplicada P sozinho. O material não pode mais contribuir para suportar a carga se a junta for separada. Esta é uma razão para as pré-cargas recomendadas muito grandes como uma porcentagem da resistência à prova de parafuso. Para obter todos os benefícios do compartilhamento de carga de material, a pré-carga deve ser alta. A força externa capaz de exceder a força de pré-carga é chamada de força de separação da junta (P_0), e é obtida através da Equação (14) abaixo.

$$P_0 = \frac{F_i}{(1 - C)} \quad \text{Equação (14)}$$

A carga suportada pelo parafuso pode ser calculada através *Equação (15)*

$$P_b = C \cdot P \quad \text{Equação (15)}$$

Como a constante de rigidez da junta C é tipicamente menor que 1 e, se K_b for pequeno em comparação com K_m , C será uma pequena fração. Isso confirma que o parafuso verá apenas uma parte da carga aplicada P . A outra porção da carga que será suportada pela contra-peça (P_m), pode ser calculada através da *Equação (16)*.

$$P_m = (1 - C) \cdot P \quad \text{Equação (16)}$$

É possível calcular um coeficiente de segurança contra a separação da junta ($N_{separação}$) conforme mostra a *Equação (17)* abaixo.

$$N_{separação} = \frac{P_0}{P} = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad \text{Equação (17)}$$

Outro coeficiente de segurança a ser levado em consideração é a razão entre a tensão no limite de escoamento e a tensão do parafuso quando aplicada a força externa, fator contra o escoamento do parafuso ($N_{y_{estático}}$) obtido através da *Equação (18)*.

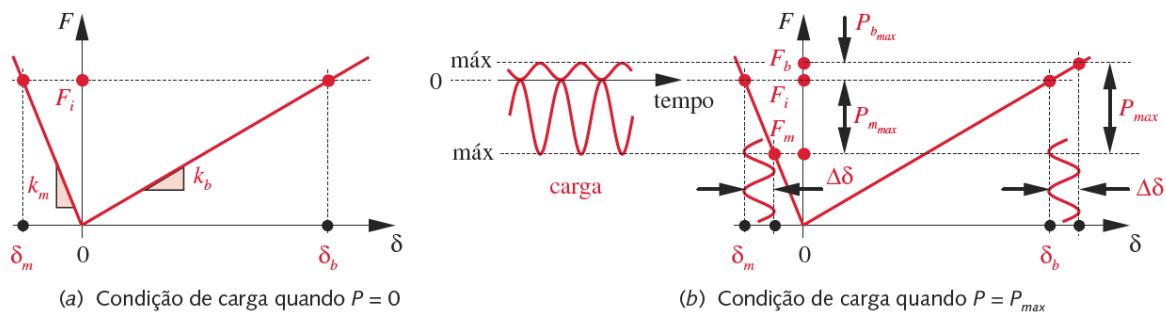
$$N_{y_{estático}} = \frac{S_y}{F_b/A_d} = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad \text{Equação (18)}$$

2.5.1 Parafusos pré-carregados sob carga dinâmica

A montagem com pré-carga se torna ainda mais importante para juntas carregadas dinamicamente, quando comparada a juntas sujeitas a carregamento estático. A força compressiva resultante da pré-carga contribui para que não haja movimento relativo entre as partes, evitando assim que ocorra o afrouxamento do parafuso devido a vibrações e choques mecânicos, além de contribuir para o aumento da resistência a fadiga, de modo a aumentar a vida útil da conexão e minimizando o risco de falhas prematuras por fadiga.

Para entender a dinâmica das forças atuantes se faz necessário analisar a variação da força externa aplicada (P) no tempo. A força externa irá variar entre uma força mínima (P_{min}) e máxima (P_{max}). Para o caso de uma junta sob ação de uma força flutuante, como o exemplo de um parafuso de biela, a força varia de zero até um valor máximo, de forma que $P_{min} = 0$ e $P_{max} = P$. O diagrama de união adaptado para carregamentos cíclicos, Figura 2.13 abaixo, auxilia o entendimento da atuação das forças.

Figura 2.13 – Diagrama de força-deflexão de uma junta pré-carrega com solicitação externa dinâmica



Fonte: Norton (2013)

No instante em que a força alternante vai a zero, apenas a pré-carga gera tensão na junta, o diagrama se parece com a Figura 2.13(a), já no instante que a força alternante assume seu valor máximo, o diagrama toma forma conforme a Figura 2.13(b). Assim como discutido anteriormente, quando apresentado o conceito de constante de rigidez da junta, é possível observar diferenças entre a magnitude da força sentida pelo parafuso e a força sentida pela contra-peça, isso faz com que as tensões alternantes no parafuso sejam reduzidas de forma drástica, e são essas oscilações de tensão de tração que tem mais influência na falha por fadiga.

A força alternada (F_{alt}) e média ($F_{média}$) sentidas pelo parafuso são calculadas através *Equação (19)* e *Equação (20)*.

$$F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2} \quad \text{Equação (19)}$$

$$F_{média} = \frac{F_b + F_i}{2} \quad \text{Equação (20)}$$

O fator de concentração de tensões à fadiga (K_f) para o é obtido através da *Equação (21)*

$$K_f = 5,7 + 0,02682d \quad \text{Equação (21)}$$

Esta equação se baseia nos dados do teste de fadiga tanto de roscas cortadas quanto laminadas, que demonstram que a concentração de tensão nas roscas varia com o diâmetro do parafuso de cerca de 5,7, para uma rosca de 6,00mm de diâmetro, até 9 para uma rosca de 125mm de diâmetro (Norton, 2013).

Com os resultados do cálculo de F_{alt} e K_f é possível obter a tensão nominal alternada ($\sigma_{a_{nom}}$) e a tensão alternada de fadiga (σ_a), conforme as *Equação (22)* e *Equação (23)*.

$$\sigma_{a_{nom}} = \frac{F_{alt}}{A_t} \quad \text{Equação (22)}$$

$$\sigma_a = K_f \frac{F_{alt}}{A_t} \quad \text{Equação (23)}$$

Também é possível obter a tensão média nominal ($\sigma_{m_{nom}}$) através da *Equação (24)*.

$$\sigma_{m_{nom}} = \frac{F_{média}}{A_t} \quad \text{Equação (24)}$$

A tensão máxima nominal ($\sigma_{max_{nom}}$) e a tensão mínima nominal ($\sigma_{min_{nom}}$) são dadas pela *Equação (25)* abaixo.

$$\begin{aligned}\sigma_{max_{nom}} &= |\sigma_{a_{nom}} + \sigma_{m_{nom}}| \\ \sigma_{min_{nom}} &= |\sigma_{a_{nom}} - \sigma_{m_{nom}}|\end{aligned}\quad \text{Equação (25)}$$

É fundamental para continuidade dos cálculos a obtenção do fator de concentração para as tensões médias (K_{fm}). Esse fator é obtido através da comparação da tensão limite de escoamento do parafuso (S_y) com a multiplicação entre o fator de concentração de tensões à fadiga e a tensão máxima nominal. A *Equação (26)* mostra como proceder com o comparativo para o cálculo de K_{fm} .

$$\begin{aligned}\text{se } K_f |\sigma_{max_{nom}}| &< S_y & \text{então: } K_{fm} &= K_f \\ \text{se } K_f |\sigma_{max_{nom}}| &> S_y & \text{então: } K_{fm} &= \frac{S_y - K_f \sigma_{a_{nom}}}{|\sigma_{m_{nom}}|} \\ \text{se } K_f |\sigma_{max_{nom}} - \sigma_{min_{nom}}| &> 2S_y & \text{então: } K_{fm} &= 0\end{aligned}\quad \text{Equação (26)}$$

Tensão média σ_m tensão resultante da pré-carga σ_i

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{F_{média}}{A_t} \quad \text{Equação (27)}$$

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Equação (28)}$$

Por fim, o coeficiente de segurança à falha por fadiga N_f

$$N_f = \frac{S_e(S_{ult} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ult} \cdot \sigma_a} \quad \text{Equação (29)}$$

O destaque para essa equação está na variável S_e , representa o limite de fadiga corrigido para um material que exibe um ponto de inflexão em sua curva S-N, e é calculado conforme *Equação (30)* abaixo.

$$S_e = C_{carreg} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot S_{e'} \quad \text{Equação (30)}$$

Como resistências à fadiga ou a limites de fadiga são obtidos através de ensaios com corpos de prova padrão, ou de estimativas baseadas em testes estáticos, é necessário utilizar de fatores de correção para adequar seu valor ao caso real estudado. Para adequação desses valores são utilizados fatores de correção que irão levar em consideração:

- Tipo de carregamento (C_{carreg}): como maioria dos dados publicados de resistência à fadiga se referem a ensaios sob flexão rotativa, é necessário aplicar um fator de redução da resistência para a solicitação devido à força normal.

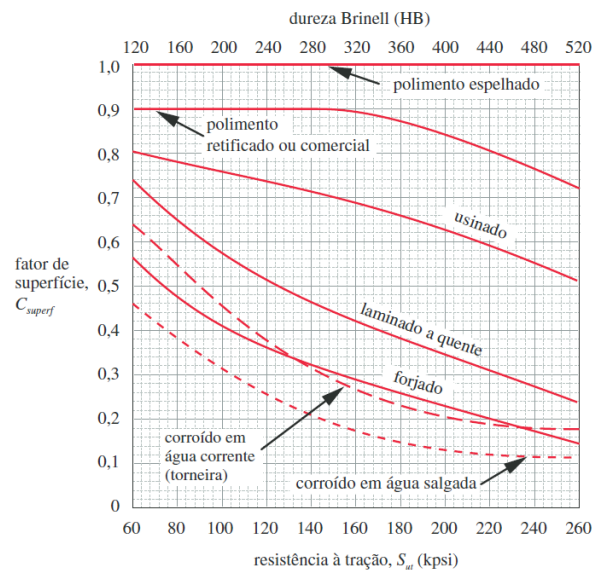
$$\begin{array}{ll} \text{flexão:} & C_{carreg} = 1 \\ \text{força normal:} & C_{carreg} = 0,70 \end{array}$$

- Tamanho ($C_{tamanho}$): os corpos de prova sujeitos a ensaios estáticos ou sujeitos à flexão rotativa possuem pequenas dimensões, próxima de 8mm. Se o parafuso em questão é maior do que a dimensão citada, um fator de tamanho, que reduz a resistência, pois peças maiores falham sob tensões menores, devido à maior probabilidade de um defeito estar presente na área sob tensão Shigley (2008) sugere a *Equação (31)* para o cálculo do fator de tamanho.

$$\begin{array}{ll} \text{para } d \leq 8\text{mm:} & C_{carreg} = 1 \\ \text{para } 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm:} & C_{carreg} = 1,189d^{-0,097} \end{array} \quad \text{Equação (31)}$$

- Acabamento superficial (C_{superf}): corpos de prova padrão são polidos com um acabamento espelhado para impedir que imperfeições superficiais atuem intensificando tensões. Os parafusos por sua vez não são peças de acabamento polido, e pela geometria possuem uma infinidade de postos concentradores de tensão, principalmente na região dos filetes de rosca. Um fator de superfície de redução da resistência se faz necessário para considerar essas diferenças. Norton (2013) fornece um gráfico, conforme a Figura 2.14 abaixo, que oferece alguma orientação na seleção do fator de superfície para diversos acabamentos comuns no aço. Observe que a resistência à tração também é um parâmetro, visto que os materiais de maior resistência são mais sensíveis às concentrações de tensão introduzidas pelas irregularidades superficiais.

Figura 2.14 – Fatores de superfície para diversos tipos de acabamento superficial para aços.



Fonte: Norton (2013)

- Temperatura de operação (C_{temp}): os ensaios de fadiga são comumente realizados a temperatura ambiente. A tenacidade à fratura diminui a baixas temperaturas e aumenta de valor em temperaturas moderadamente elevadas (por volta de 350°C). No entanto, altas fazem com que a resistência à fadiga continue a diminuir com o aumento do número de ciclos, N . A temperaturas acima de aproximadamente 50% da temperatura de fusão absoluta do material, a fluência passa a ser um fator significativo para o comportamento do material da peça e a abordagem do modelo tensão-número de ciclos não é mais válida. A Equação (32) abaixo, proposta por Shigley (2008) para o cálculo da redução no limite de fadiga em temperaturas moderadamente elevadas.

para $T \leq 450^{\circ}\text{C}$:

$$C_{carreg} = 1$$

para $450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C}$:

$$C_{carreg} = 1 - 0,0058(T - 450)$$

Equação (32)

- Confiabilidade desejada para o projeto (C_{conf}): é possível encontrar uma considerável dispersão nos ensaios de fadiga, e os valores encontrados em literatura se referem a valores médios. Segundo Haugen e Wirsching (1975) os desvios-padrão das resistências à fadiga de aços raramente excedem 8% de seus valores médios. A Figura 2.15 conta com os fatores de confiabilidade para um valor assumido para um desvio-padrão igual a 8% da média.

Figura 2.15 – Fatores de correção de confiabilidade

Confiabilidade %	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Norton (2013).

- Limite de resistência a fadiga estimado através do limite de resistência a tração não corrigido ($S_{e'}$)

$$\begin{array}{lll}
 \text{aços:} & S_{e'} \cong 0,5 \cdot S_{ut} & \text{para } S_{ult} < 1400 \text{ MPa} \\
 & S_{e'} \cong 700 \text{ MPa} & \text{para } S_{ult} \geq 1400 \text{ MPa}
 \end{array} \quad \text{Equação (33)}$$

A importância das altas pré-cargas para a redução dos efeitos dos carregamentos de fadiga deve ficar clara a partir da discussão anterior, pois ajuda na melhor distribuição das cargas entre o parafuso e contra-peça, elimina possíveis folgas e deslocamento relativo entre as partes, evitando falhas prematuras, além de reduzir a amplitude das variações de tensão no parafuso.

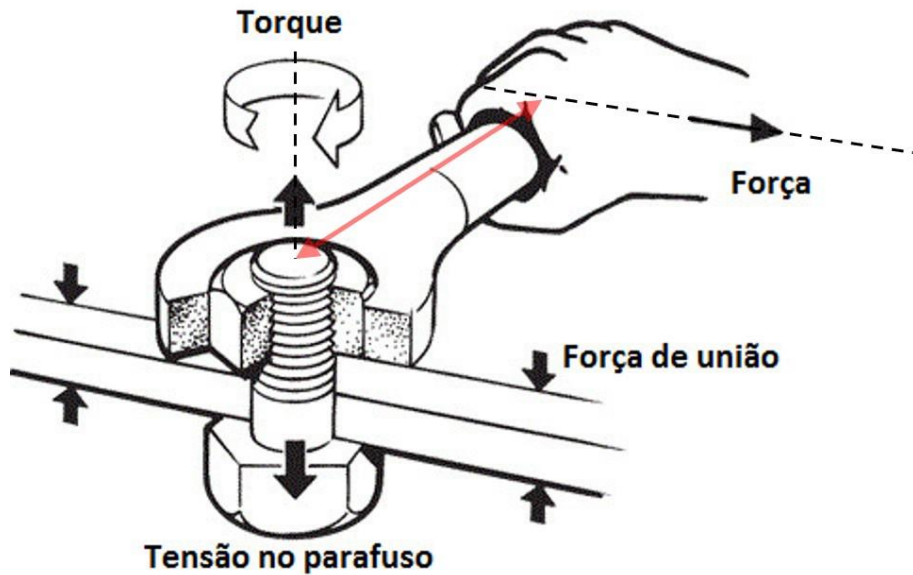
2.6 Conceitos de Torque e Força Tensora

Quando o tema é aperto de parafusos muito se ouve falar sobre torque, mas como será discutido ao longo desse trabalho, o torque por si só não descreve com detalhes o processo de aperto e nem mesmo garante que a força tensora desejada está sendo devidamente gerada. O torque, ou momento de aperto, trata-se de uma grandeza vetorial física associada às forças que produzam rotação em um corpo. O torque é definido através do produto vetorial de uma força aplicada a uma distância que está referenciada no ponto de rotação.

Para o processo de aperto de um parafuso podemos observar a Figura 2.16 onde pode-se notar o eixo axial do parafuso como eixo de giro, a chave como braço de alavanca e a força

sendo aplicada no outro extremo da chave, como resultado tem-se um momento de aperto (M_A) aplicado ao parafuso, que irá gerar uma tensão interna no mesmo e como reação temos a força de união aplicada na contra peça. Aa *Equação (34)* representa de forma simplificada o cálculo do torque nessa situação.

Figura 2.16 – Ilustrativo de um processo de aperto



Fonte: Adaptado de O que é torque? IBR Redutores (2017).

$$\text{Torque} = \text{Força} \times \text{Distância} \quad \text{Equação (34)}$$

Utilizando unidades no sistema internacional temos a força dada em newtons e a distância em metros, dessa maneira o torque será dado em newton-metro (Nm).

Ainda observando a Figura 2.16 e supondo uma conversão ideal de forças podemos supor que todo torque, ou momento de aperto (M_A), foi convertido em força tensora (F_i) aplicada ao parafuso, no entanto essa dinâmica não ocorre dessa forma. Deve-se lembrar da existência dos atritos entre os componentes da junta, a equação básica para descrever o momento de aperto elementos de fixação e dada pela *Equação (35)*, que relaciona também o diâmetro (d) do elemento de fixação e o fator de torque (k_{factor}).

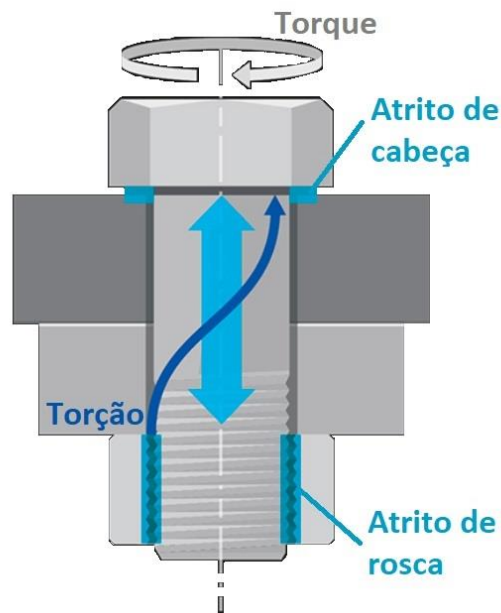
$$M_A = F_i \cdot d \cdot k_{factor} \quad \text{Equação (35)}$$

Na *Equação (35)* o fator de multiplicação denominado “ k_{factor} ” é uma constante relacionada às características dimensionais do parafuso e principalmente relacionado ao atrito das peças envolvidas na junta, assim como irregularidades dimensionais, acabamento superficial e até mesmo a existência de sujeiras indesejadas na superfície da rosca. O valor de “ k_{factor} ” pode ser encontrado em tabelas e seu valor está relacionado principalmente ao material de revestimento dos elementos da junta.

2.6.1 Rendimento e coeficiente de atrito

Sabendo que durante um processo de aperto não é possível atingir uma eficiência onde 100% do torque aplicado ao parafuso será armazenado em forma de força tensora é fundamental analisarmos o modo de ocorrência dessa dispersão. Para isso deve-se observar as características tribológicas dos elementos que compõe a junta. Fazendo uma breve análise é possível enumerar as regiões que irão ser fundamentais para o entendimento da situação, como é possível observar na Figura 2.17, sendo elas essas: a superfície de contato dos fios de rosca do parafuso com os fios de rosca da porca, ou furo roscado, e a superfície de contato da cabeça do parafuso com a contra peça. Desalinhamentos entre os furos da contra peça e empenamentos entre essas superfícies também podem interferir na geração de atrito durante o processo de aperto.

Figura 2.17 – Regiões de atrito e torção no parafuso



Fonte: Adaptado de

A existência de atritos nas superfícies de contato do atuam tangencialmente em reação ao eixo axial do parafuso, gerando um momento torsor no corpo do parafuso, dessa forma, além de estar sendo carregado axialmente pela força tensora gerada pelo torque aplicado, o parafuso também recebe uma carga torcional originada do atrito das superfícies de contato.

Assim, pode-se obter um rendimento (η) do processo de aperto, expresso pela razão entre o esforço combinando total, axial e torcional, pelo esforço axial, como mostra a *Equação (36)*.

$$\eta = \frac{\text{torsional} + \text{axial}}{\text{axial}} \quad \text{Equação (36)}$$

O rendimento irá se relacionar com características geométricas do parafuso, mas o parâmetro mais importante é a maneira em que o parafuso se relaciona com a porca e com a contra peça, assim o coeficiente de atrito de rosca (μ_G) da montagem em questão é a principal variável da análise. Descreve-se então o rendimento como uma função inversa do coeficiente de atrito de rosca e das características geométricas do parafuso, como pode-se observar na *Equação (37)* a seguir.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{4}{1 + (d_r/d_p)} \cdot \left[\frac{p}{\pi \cdot d_p} + 1,155 \cdot \mu_G \right] \right]^2}} \quad \text{Equação (37)}$$

Dessa maneira é de extrema importância se atentar ao acabamento superficial das peças assim como a utilização de lubrificantes durante a montagem

Se faz necessário então voltar ao item 2.6, onde a *Equação (35)* tratou de forma bastante simplificada a existência de uma força de atrito no processo, na qual a variável “ k_{factor} ” aparece de forma muito abrangente. As variáveis embutidas na constante “ k_{factor} ” podem ser melhor detalhadas através da Norma DIN 946 (1991), que irá levar em consideração a geometria do parafuso e seus atritos. A *Equação (38)* contém a expressão matemática trazida pela norma.

$$M_A = F_i \cdot \left(0,159 \cdot p + 0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right) \quad \text{Equação (38)}$$

Expressão matemática muito semelhante à *Equação (35)*, porém nota-se que as variáveis “ d ” e “ k_{factor} ” são desmembradas em mais variáveis, porém agora se utiliza o diâmetro interno do parafuso “ d_p ” e o diâmetro médio “ D_{Km} ” para descrever a geometria do parafuso no lugar do diâmetro nominal “ d ”, e rearranjando os termos da expressão, vemos que o “ k_{factor} ” é composto pela soma de três termos, sendo dois deles dependentes de coeficientes de atrito, coeficiente de atrito da rosca “ μ_G ” e o coeficiente de atrito da cabeça “ μ_K ”, descritos pela *Equação (39)*.

$$k_{factor} = \left(\frac{0,159 \cdot p}{d} \right) + \left(\frac{0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G}{d} \right) + \left(\frac{D_{Km} \cdot \mu_K}{2d} \right) \quad \text{Equação (39)}$$

Seguindo essa interpretação também é possível reescrever a *Equação (38)*, multiplicando cada termo que compõe o “ k_{factor} ” pelo diâmetro nominal do parafuso (d) e pela força tensora (F_i), dessa maneira obtemos três parcelas distintas que consolidam a

repartição de energia originada do processo de aperto, tal partição está expressa na *Equação (40)*.

$$M_A = \underbrace{(F_i \cdot 0,159 \cdot p)}_{\text{Trabalho Útil}} + \underbrace{(F_i \cdot 0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G)}_{\text{Trabalho dissipado na Rosca}} + \underbrace{\left(F_i \cdot \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K\right)}_{\text{Trabalho dissipado na Cabeça}} \quad \text{Equação (40)}$$

A forma em que a *Equação (40)* apresenta as variáveis auxilia o entendimento da distribuição do momento de aperto, ou torque de aperto, entre a real geração de força tensora no parafuso e o desperdício dessa energia na torção causada pela resistência do giro do parafuso. O valor do diâmetro médio da superfície de contato da cabeça do parafuso (D_{Km}) é obtido através da *Equação (41)* abaixo,

$$D_{Km} = \frac{d_w + d_h}{2} \quad \text{Equação (41)}$$

Ao considerar um aperto no regime elástico do parafuso, é possível substituir a força tensora por uma expressão matemática que relaciona o ângulo de aperto e as resiliências dos componentes da junta, uma expressão baseada na Lei de Hooke. Como condição fundamental para utilização desta expressão é que no intervalo de trabalho considerado não ocorra qualquer deformação permanente, quer seja do parafuso, quer seja das contra-peça. As expressões estão representadas nas *Equação (42)* e *Equação (43)* a seguir.

$$\hat{\alpha} = \frac{360^\circ}{p} \cdot (\delta_s + \delta_p) \cdot F_i \quad \text{Equação (42)}$$

$$\hat{\alpha} = \frac{360^\circ}{p} \cdot \Delta_L \quad \text{Equação (43)}$$

Sendo:

- $\hat{\alpha}$: ângulo de deslocamento em graus;
- δ_s : Resiliência do parafuso [mm/N];
- δ_p : Resiliência da contra-peça [mm/N].

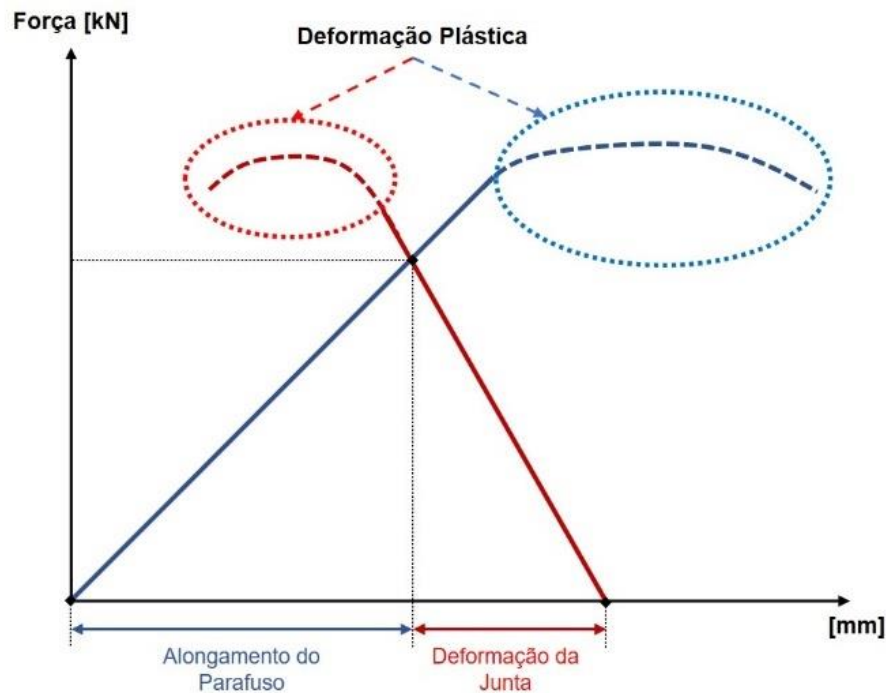
A expressão, permite concluir que existe uma relação direta entre o ângulo de deslocamento que ocorre durante o aperto e a força tensora gerada neste mesmo intervalo de aperto. Consolidando o valor de força tensora na *Equação (38)* equação, temos uma nova expressão aperfeiçoada, *Equação (44)*, porém com utilização limitada ao regime elástico dos componentes da junta.

$$M_A = \frac{\hat{\alpha}}{360^\circ} \cdot p \cdot \frac{1}{(\delta_s + \delta_p)} \cdot \left(0,159 \cdot p + 0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right) \quad \text{Equação (44)}$$

2.6.2 Condições finais de montagem

Apresentados os esforços atuantes em uma junta aparafusada, juntamente com o conceito de rigidez do parafuso e da contra peça, pode-se imaginar três cenários básicos resultantes de um processo de aperto. O primeiro cenário pode ser descrito em uma situação onde se utiliza um método de aperto conservador, onde tanto o parafuso como a contra peça encontram se em um estado de tensão inferior ao limite de escoamento dos materiais em questão, ou seja, a força aplicada gera uma tensão, mas esta está dentro do regime elástico dos elementos da junta; A Figura 2.18 mostra que ao final do aperto a intersecção das linhas ocorre no regime elástico da contra peça e do parafuso.

Figura 2.18 – Diagrama força-deformação, aperto no regime elástico do componentes da junta

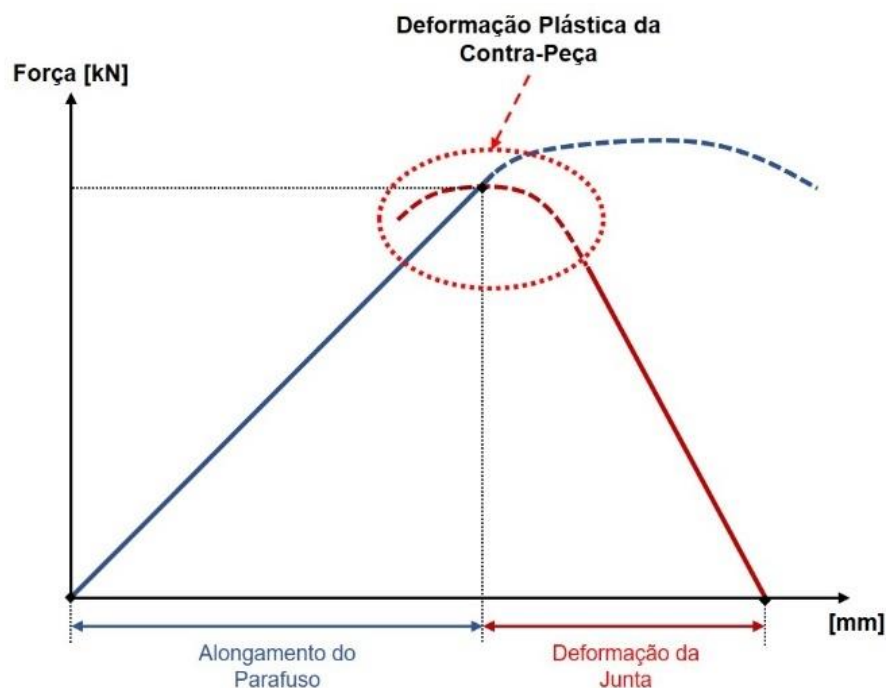


Fonte: adaptado de Garcia (2011)

Esse cenário é aceitável, assumindo que a força tensora obtida seja necessária para manter a fixação rígida no ciclo de trabalho, porém considera-se um aperto que foi realizado de forma conservadora, tendo em vista de que não foi utilizada a capacidade máxima de geração de força do fixador. Dessa maneira, situações como esta permitem a otimização do projeto do fixador, podendo ser estudada a possibilidade da troca da classe de resistência do parafuso, diminuição da sua secção transversal e até mesmo mudança dos materiais que compõe a contra peça.

Um segundo cenário, esse já considerado inaceitável, é descrito por uma situação onde o resultado do processo de aperto gera uma força tensora que ultrapassa o regime elástico do material que compões a contra peça. Nesse caso ocorre a deformação plástica dos elementos da contra peça, o que resulta em um esmagamento permanente desse componente, mudança da geometria podendo comprometer o funcionamento do sistema da junta. A Figura 2.19 mostra que ao final do aperto a intersecção das linhas ocorre no regime plástico da contra peça enquanto o parafuso ainda está em seu regime elástico.

Figura 2.19 – Diagrama força-deformação, aperto no regime elástico do parafuso e plástico da contra-peça

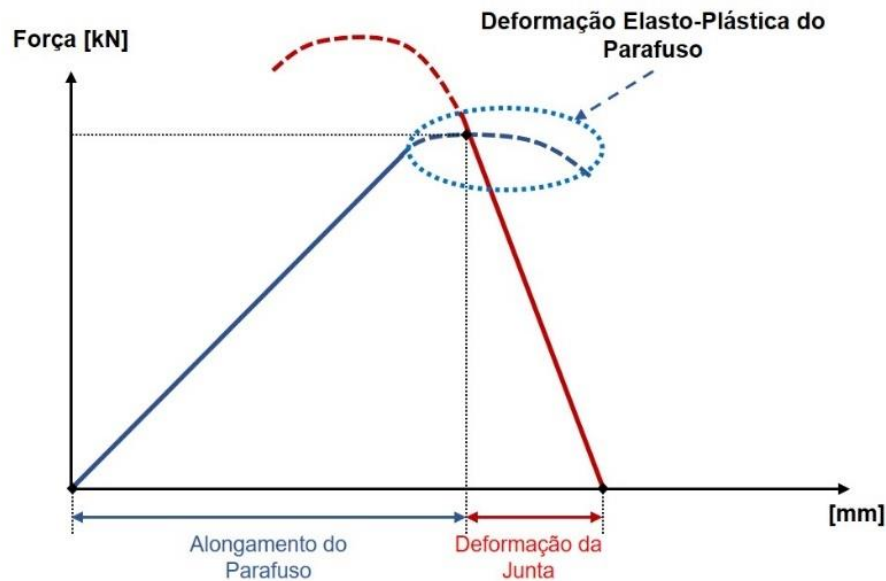


Fonte: adaptado de Garcia (2011)

Dessa maneira a força tensora gerada está sendo superior a tensão suportada pela contra peça, cabe nessa situação um reestudo do processo de aperto e da força tensora necessária na montagem dessa junta, vale ressaltar que nesse caso há um superdimensionamento do elemento parafuso, tendo em vista que esse gera uma força que ultrapassa o limite de escoamento da contra peça e o parafuso ainda se encontra no regime elástico, sendo capaz de gerar mais força ainda se necessário.

O último cenário pode ser considerado o cenário ideal, em que a força tensora é atingida com o aproveitamento máximo da capacidade de geração de força do parafuso sem que haja deformações plásticas na contra peça. A Figura 2.20 mostra que ao final do aperto a intersecção das linhas ocorre no regime elástico da contra peça e enquanto o parafuso está em seu pico máximo de geração de força, já em uma região elasto-plástica.

Figura 2.20 – Figura 2.21 – Diagrama força-deformação, aperto no regime elasto-plástico do parafuso e elástico da contra-peça



Fonte: adaptado de Garcia (2011)

Nessa situação, assumindo que a força tensora obtida é a força tensora requisitada no projeto da junta já considerando seus coeficientes de segurança, temos o máximo aproveitamento do parafuso, esse está sendo utilizado de forma a máxima, na sua classe de resistência ótima, e seção transversal ideal. Caso seja possível alterações no projeto é cabível estudo de uma otimização levando em consideração compromisso entre da sessão transversal e classe de resistência, buscando atingir a máxima eficiência do parafuso de acordo com sua aplicação. Isso pode ser exemplificado em uma aplicação em que se deseja reduzir a área de sessão transversal do parafuso, e para isso, se utiliza de uma classe de resistência maior.

2.7 Métodos de aperto e controle de torque

Antes de apresentar os métodos mais utilizados na atualidade, é válido abordar algumas nomenclaturas comumente utilizadas na área de fixadores roscados, como exemplo o torque de assentamento, torque dinâmico, e torque estático. O toque de assentamento é aquele que apenas garante que os componentes da junta estão devidamente posicionadas, para que em seguida seja aplicado o torque responsável geração da força tensora.

O torque dinâmico é representado pelo valor máximo de torque medido em tempo real durante um processo de aperto, para isso é necessário a utilização uma apertadeira que registre o valor de torque durante a operação. Sendo assim o torque dinâmico pode apenas ser controlado durante o processo de aperto, mas não é possível fazer sua verificação após sua aplicação.

Já o torque estático se refere ao valor de torque requerido para iniciar a movimentação de uma fixação já efetuada, ou seja, movimentar a porca em reação ao parafuso. Este é comumente utilizado como torque de verificação na auditoria de torques, também pode ser chamado de torque residual.

O torque falso ocorre quando ao realizar um processo de aperto por controle de torque, onde o torque alvo é atingido sem gerar a respectiva força tensora. Isso irá acontecer em situações em que há defeitos, deformações ou rugosidades inesperadas nas regiões de geração de atrito do parafuso (rosca, assentamento da cabeça do parafuso e/ou da porca). Nessa situação durante o processo de aperto um valor pico de torque é atingido devido a essa resistência de movimentação. Em casos em que esse pico de torque ocorra no início do aperto é possível verificar que ainda não ocorreu o assentamento das peças, no entanto, caso ocorra na fase linear do aperto a percepção desse falso torque torna-se impossível quando se utiliza apertadeiras apenas com controle do torque.

2.7.1 Aperto por torque

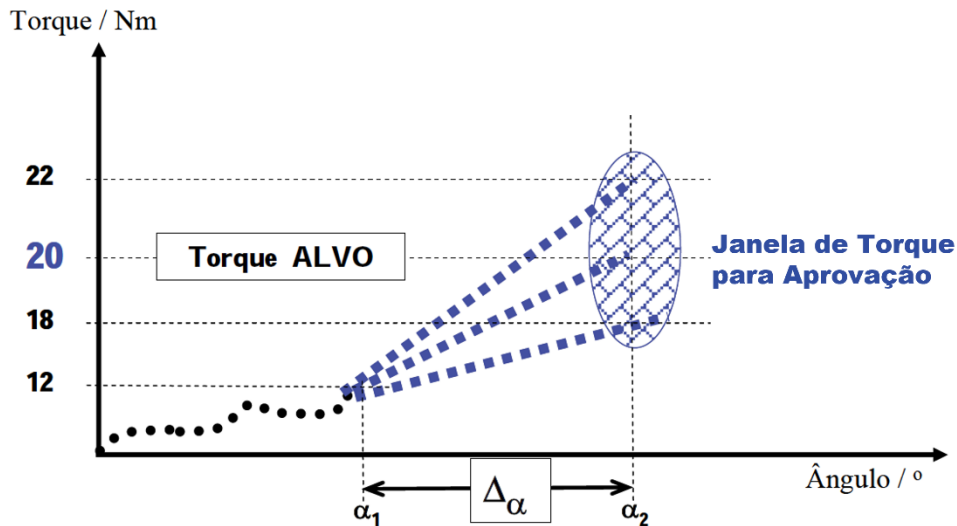
O aperto por torque pode ser considerado o método mais simples de controle de montagem utilizando-se de uma ferramenta para monitorar o processo de aperto, por tal fato esse método também é conhecido como Torque Simples ou também Torque Seco. Durante o projeto da junta é estabelecida uma força de união alvo resultante de um processo de aperto, a partir disso, é possível calcular as dimensões dos fixadores, assim como o torque necessário durante o aperto que será capaz de gerar a força de união desejada.

Dessa maneira, o processo de aperto é feito com a intensão de se obter o torque alvo definido durante o projeto da junta, este pode ser feito através de ferramentas como torquímetros ou apertadeiras eletrônicas ou pneumáticas que possuam monitoramento de

torque, o valor de torque ajustado nessas ferramentas é torque dinâmico, apresentado anteriormente. No entanto, como foi discutido, apenas a medição do momento torsor no fixador é algo que não nos diz muito sobre a força tensora que está sendo gerada, pois a maior parte dessa força será desperdiçada nos atritos de rosca e de cabeça, que apesar de terem sido considerados no projeto possuem alta disseção de valores. Dessa forma o resultado de força tensora também irá ter alta dispersão em seu valor final.

A esquematização de um processo de aperto mostrada na Figura 2.22 ajuda a entender melhor como ocorre tal dispersão.

Figura 2.22 – Diagrama de um processo de aperto apenas por controle de torque



Fonte: adaptado de Garcia (2011)

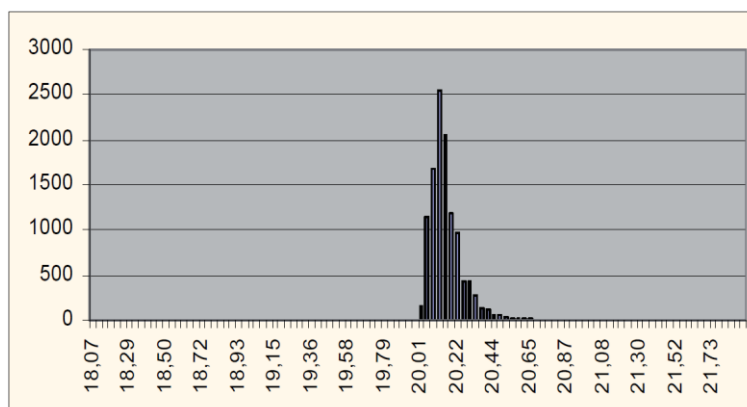
No exemplo da Figura 2.22 a especificação de torque solicita um alvo de 20 Nm com tolerância de ± 2 Nm. Para isso então o equipamento de aperto será preparado para aplicar 20 Nm de torque dinâmico. A partir de 12Nm considera-se que a junta está perfeitamente assentada, ou seja, o seu torque de assentamento foi atingido. É possível observar que nesse trecho o gráfico torque x ângulo não apresenta comportamento linear. Sendo assim a partir desse ponto o aperto deve ocorrer de forma linear em relação ao deslocamento angular do elemento de fixação.

Ainda observando a Figura 2.22 temos assinalado α_1 com o ângulo para o torque de assentamento, α_2 com o ângulo em que o torque final foi atingido e $\Delta\alpha$ como a diferença entre os valores de α_2 e α_1 . Supondo que tal processo de aperto foi realizado inúmeras vezes em diferentes peças e se utilizando de uma apertadeira eletrônica, é possível registrar os valores de

α_1 e α_2 e mapear a dispersão de $\Delta\alpha$, o intervalo de deslocamento angular entre o torque de assentamento e o torque alvo.

Neste momento lançamos mão de dados reais coletados durante a realização de 11.674 apertos seguindo a especificação de torque descrita anteriormente e ilustrada pela Figura 2.22. O histograma aprestado na Figura 2.23 mostra a dispersão dos valores de torque atingidos no processo de aperto realizado por equipamento eletro-eletrônico.

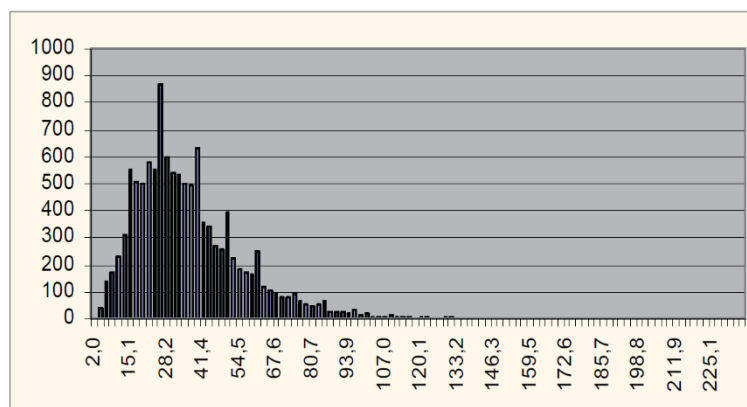
Figura 2.23 – Histograma de apertos por torque ‘seco’



Fonte: adaptado de Garcia (2011)

Como observa-se, a dispersão no valor de torque dinâmico atingido é mínima, e respeita os limites inferiores e superiores definidos por projeto, sendo o desvio padrão da ordem de 0,14 Nm. Como conclusão se tem um processo de torque extremamente confiável e que atende especificação. No entanto ainda deve-se analisar o histograma contendo os valores de $\Delta\alpha$ dos respectivos 11.674 apertos realizados. Tal histograma é representado pela Figura 2.24.

Figura 2.24 – Histograma de $\Delta\alpha$ entre 12 e 20 Nm considerando aperto por torque seco



Fonte: adaptado de Garcia (2011)

No histograma da Figura 2.24 o cenário encontrado é diferente, o que antes era uma dispersão estreita aparece como uma dispersão alargada, evidenciando uma instabilidade do processo. Como resultado temos um $\Delta\alpha$ médio de 35° , $\Delta\alpha$ máximo de 236° , $\Delta\alpha$ mínimo de 2° e um desvio padrão de $20,3^\circ$. Aproximadamente 1% dos apertos (103 casos) geraram o que chamamos de ‘torque falso’ onde o $\Delta\alpha$ foi inferior a 5° . Também é possível constatar uma elevada frequência de apertos com valores de $\Delta\alpha$ iguais a 15° , 28° , 40° e 52° , valores que são superiores e inferiores à média de 35° .

Sendo assim, como discutido na sessão 2.6.1 e evidenciado pela equação *Equação (42)*, o valor de força tensora obtida durante um processo de aperto é diretamente proporcional ao ângulo aplicado durante tal processo, portanto a dispersão de força tensora resultante do processo deverá acompanhar a dispersão de $\Delta\alpha$. Como resultado de uma grande dispersão de $\Delta\alpha$ no estudo de caso, temos também uma grande dispersão de valores de força tensora, o que evidencia que o processo de aperto realizado apenas por controle de torque, ou chamado torque ‘seco’, é um processo instável na geração de força tensora.

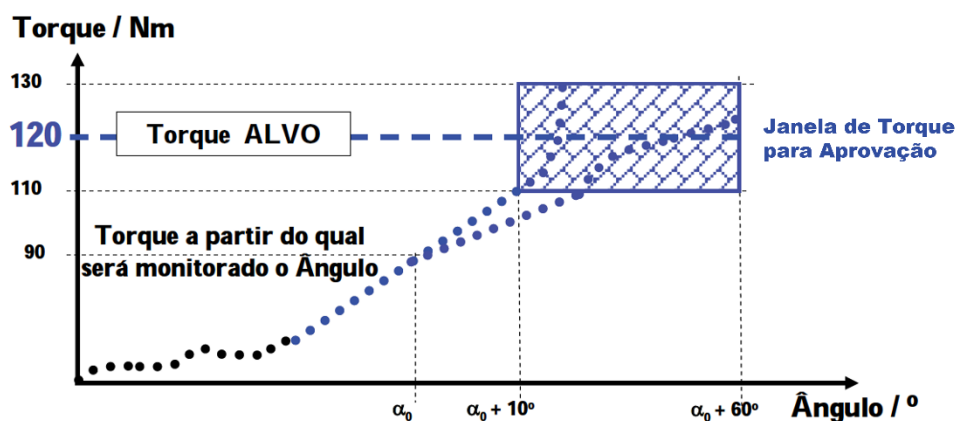
Portanto, este processo é bem versátil para aplicações corriqueiras, pois não exige a utilização de um equipamento rebuscado, tendo seu custo de implementação bastante baixo, além de ser de fácil entendimento, entretanto, resulta em uma elevada dispersão nos valores de $\Delta\alpha$ e consequentemente força tensora gerada, está suscetível a ocorrência de eventos de toque falso ou sobre torque com risco de comprometimento do fixador e/ou contra-peça. Por tais motivos esse método não é recomendado para aplicações consideradas críticas, as quais a força tensora deve ser precisamente aplicada.

2.7.2 Aperto por torque e monitoramento de ângulo

O segundo método de aperto a ser abordado é um complemento ao método de aperto realizado apenas por controle de torque. Como foi visto o grande demérito de apenas olhar para o torque alvo durante o processo de aperto é a alta dispersão nos valores de $\Delta\alpha$, consequentemente alta dispersão da força tensora resultante. Sendo assim, é válido adicionar ao processo de aperto o controle de $\Delta\alpha$ para que seja possível controlar de uma melhor maneira a força tensora gerada.

O método consiste em duas etapas bem definidas e está ilustrado na Figura 2.25.

Figura 2.25 – Diagrama de um processo de aperto por controle de torque e monitoramento de ângulo



Fonte: adaptado de Garcia (2011)

A primeira etapa é responsável por realizar o torque de assentamento seguida de uma condição de torque alvo intermediário, no caso do exemplo, 90 Nm.

Na segunda etapa será aplicado um segundo valor de torque alvo, entretanto esse torque deve ser aplicado com monitoramento do intervalo de deslocamento angular, no exemplo o segundo valor de torque é de 120 Nm, e o valor de $\Delta\alpha$ é de no mínimo 10° e no máximo 60° . Dessa maneira é possível controlar a dispersão de valores de $\Delta\alpha$ dentro de um intervalo definido por projeto, onde tanto o processo que atingiu o limite inferior de $\Delta\alpha = 10^\circ$ como o processo que atingiu o limite superior de $\Delta\alpha = 60^\circ$ serão suficientes para gerar uma força tensora dentro do intervalo requerido.

Usando essa metodologia é estabelecida uma força tensora mínima e uma força tensora máxima resultante do processo. A primeira etapa é responsável pelo bom assentamento da junta e uma força tensora parcial, já a segunda etapa garante um segundo valor de torque com um deslocamento mínimo, que irá garantir uma condição de risco zero para torque falso, e um deslocamento máximo que irá garantir que a força tensora final não danifique permanentemente o parafuso ou cause deformações na contra-peça. Dessa forma este já é um processo recomendado para se utilizar em juntas críticas.

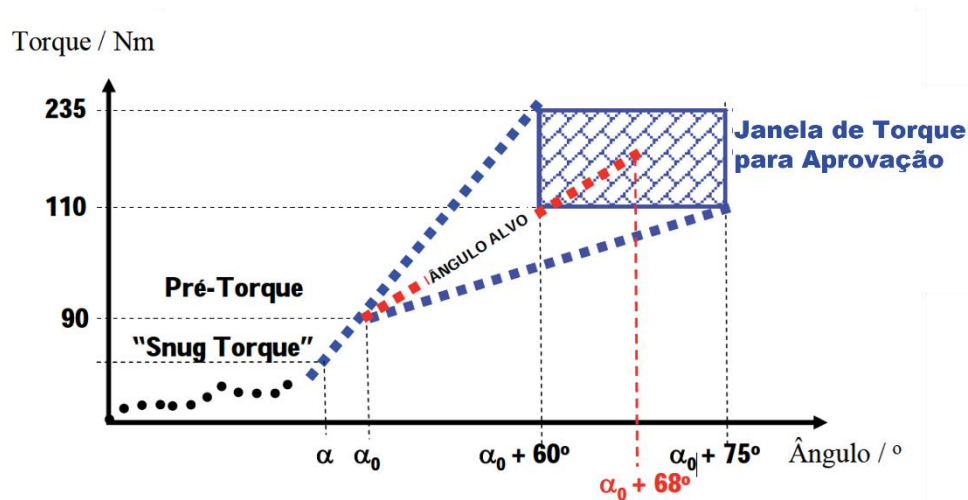
Para implementação desse método se torna necessária a utilização de um aparelho mais rebuscado, devendo ser uma apertadeira eletroeletrônica. No entanto, o investimento em equipamento irá se justificar em uma maior qualidade do aperto que garante uma força tensora mínima, elimina as ocorrências de torque falso e permite o controle das condições de contorno

da junta devido ao baixo risco de alongamento do elemento de fixação ou deformação da contra-peça, além de possibilitar o aperto de juntas de operação crítica.

2.7.3 Aperto por torque e ângulo de deslocamento

Como abordado no capítulo 2.6.1, o controle de ângulo de deslocamento é muito mais assertivo na obtenção da força tensora desejada quando comparado ao aperto por controle de torque, o método de aperto por torque e ângulo de deslocamento sugere que o aperto final seja definido por um valor de ângulo de deslocamento alvo, utilizando o aperto por controle de torque apenas para assentar a junta e pré-carregar o sistema. A Figura 2.26 contém um diagrama que ilustra o processo.

Figura 2.26 – Diagrama de um processo de aperto por controle de torque e ângulo de deslocamento



Fonte: adaptado de Garcia (2011)

A primeira etapa, chamada de pré-torque consiste em aplicar um valor de torque de assentamento seguido de um valor de torque que gere uma força tensora parcial, inferior a força final requerida. Ao final do pré-torque a junta encontra-se devidamente posicionada e com uma parcela da pré-carga já aplicada.

A força tensora final será obtida através da aplicação de um ângulo de deslocamento pré-estabelecido através de cálculos. Diferente do método apresentado anteriormente, o objetivo é aplicar o ângulo de deslocamento alvo independente do torque necessário para atingi-

lo, nessa situação, a depender da tipo de apertadeira utilizada, também é possível fazer o controle do torque atingido durante a fase de aperto angular para análise estatística.

A força tensora total obtida ao final do processo é uma soma das forças obtidas pelo pré-torque e o ângulo de deslocamento, sendo a primeira dependente dos valores de coeficientes de atrito, e a outra, independe dos coeficientes de atrito e apresenta comportamento linearmente proporcional ao ângulo aplicado. A intenção é fazer com que uma pequena parcela da força resultante total seja obtida através de um processo de aperto pouco confiável, e a maior parcela seja obtida através de um processo mais estável e confiável.

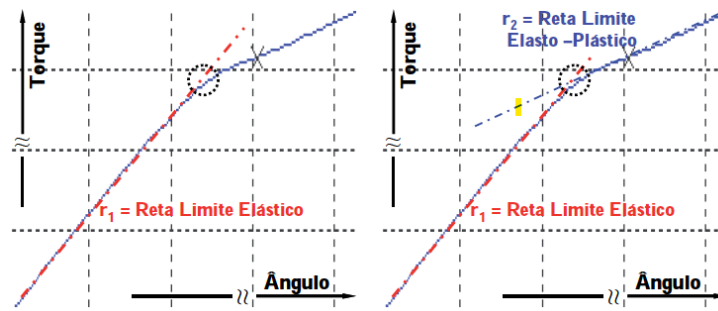
Este processo garante uma força tensora estável e risco zero de torque falso, sendo adequado para aplicações em juntas críticas. Pode ser realizado com apertadeiras eletroeletrônicas, mas também é possível adequar o processo para situações de aperto apenas com torquímetros, sendo necessário utilizar de métodos para medir o ângulo de deslocamento.

2.7.4 Aperto por controle de força no limite de escoamento

Este método consiste em avaliar de forma simultânea ao processo de aperto a taxa de variação do torque de acordo com a variação do ângulo de deslocamento, esta variação é chamada de gradiente de torque. Como discutido anteriormente, quando na região elástica do parafuso o torque se comporta de maneira linear com a variação do ângulo de deslocamento, sendo o gradiente de torque um valor constante nessa região.

Na região de transição entre o regime elástico e o regime plástico, zona elasto-plástica, o equipamento detecta uma diminuição no gradiente de torque, ou seja, nessa região o avanço do ângulo de deslocamento está dividindo seu trabalho gerar pequenas deformações permanentes no parafuso e um torque resistente. Este ponto de inflexão da curva torque x ângulo depende exclusivamente da classe de resistência do parafuso, no entanto, a força tensora final obtida dependerá do rendimento η , calculado em função dos coeficientes de atrito. A Figura 2.27 ilustra como é encontrado o ponto de inflexão da curva.

Figura 2.27 – Esquematisação do ponto de inflexão na curva de torque x ângulo



Fonte: adaptado de Garcia (2011)

O processo pode até mesmo chegar em um ponto que a taxa de variação do torque seja muito próxima de zero, nesse momento sabe-se que o parafuso está muito próximo do seu limite de ruptura. A geometria do parafuso é bastante influente nesta região, parafusos com corpo inteiro roscado irão possuir um platô de força mais amplo, dessa maneira a detecção da força máxima no parafuso é facilitada.

Este método necessita de um equipamento mais rebuscado, que possua a capacidade de medir torque e ângulo de deslocamento simultaneamente ao aperto, além de estar conectada a um software de cálculo capaz interpretar os dados e distinguir os pontos de inflexão da curva.

2.7.5 Aperto por controle de força – Ângulo de Torção

O método mais acurado e criterioso para realização de um aperto consiste na obtenção da força tensora alvo independente do torque e ângulo de deslocamento desenvolvidos durante o processo. Isso não significa que esses parâmetros sejam inúteis para esse processo, mas são apenas auxiliares, tendo em vista que o objetivo final é a força tensora resultante na junta. A metodologia necessária para este processo leva em conta a variável de ângulo de torção (θ), que é gerado devido a reação que o parafuso exerce para que uma dada força tensora seja atingida.

O ângulo de torção trata-se de uma característica particular de cada junta, sendo assim, para que esta variável possa ser determinada é necessário que o aperto seja dividido em três etapas, sendo elas: pré-aperto; desaperto; re-aperto. A ilustra o processo descrito.

Figura 2.28 – Curva torque-ângulo para o método de aperto por controle de força



Fonte: Autoria própria

O equipamento necessário para este método deve ser equipado com transdutor de ângulo e transdutor de torque, permitindo que durante o desaperto seja possível estimar o ângulo de torção do parafuso e os coeficientes de atrito de cabeça e de rosca e assim, em uma região linear do processo de re-aperto determinar o K_{factor} , torque dissipado na cabeça, torque dissipado nos fios de rosca e o torque útil, sendo possível calcular durante o processo de aperto qual é a força tensora que está sendo aplicada. O método também possibilita calcular o gradiente de torque, gradiente de força e a resiliência da junta.

Trata-se de um processo de alto nível, necessitando de um software complexo de cálculo para tratar os dados coletados em tempo real. Também podendo ser aplicado durante a fase de desenvolvimento de produto, quando se deseja avaliar mais detalhadamente o processo de aperto para encontrar os limites do projeto e até mesmo definir qual deve ser o método mais adequado para aquele tipo de peça em particular e definir os requisitos de infraestrutura para uma linha de montagem.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Materiais

Esse trabalho trata de falhas do parafuso de biela ocorridas com os protótipos E16 e E17, projetos realizados pela equipe *EESC - USP Formula SAE*, nos anos de 2018 e 2019, respectivamente, mostrados na Figura 3.1 abaixo. A equipe que foi fundada em 2003, é composta por estudantes de engenharia da Universidade de São Paulo, Campus de São Carlos e tem como objetivo participar das competições de Formula SAE. Todo o protótipo é projetado, manufaturado, montado e testado pelos estudantes. O projeto de 2019 é uma evolução do projeto desenvolvido no ano de 2018, seguindo as diretrizes da equipe com foco na dinâmica veicular e redução de massa, com ênfase local no aumento da potência e confiabilidade do motor.

Figura 3.1 – Protótipo E16 e protótipo E17 da Equipe EESC – USP Formula SAE



Fonte: Autoria própria

O motor utilizado nos protótipos foi retirado de uma motocicleta da marca KTM, modelo Duke 390 fabricado a partir do ano de 2015. Trata-se de um motor 4 tempos, monocilíndrico de 373 cm³ que, segundo o fabricante, é capaz de produzir 44cv na rotação de 9000 RPM e 36,3 Nm a 7.000 RPM. A Figura 3.2 mostra o motor e uma ilustração de uma vista em corte.

Figura 3.2 – KTM Duke 390 2017 original



Fonte: Adaptado de KTM SPORTMOTORCYCLE GMBH (2017)

Para adequar o motor à utilização dentro da categoria de Formula SAE foram necessárias algumas modificações em componentes periféricos do motor e também em alguns dos seus componentes internos. Na parte de periféricos foi projetado um novo sistema de admissão de ar, composto pelo corpo de acelerador com restritor, coletor do tipo *plenum* e duto de admissão com suporte para a válvula injetora de combustível. Para a parte de exaustão também foi projetado um novo coletor de escapamento e abafador visando a adequação do ruído do motor às regras da competição.

Afim de possibilitar o monitoramento e controle do motor de forma mais precisa foram adicionados sensores de temperatura e pressão de óleo, e sensor de posição do comando de válvulas, sensor de fase. Além dos sensores também foram adaptados atuadores pneumáticos possibilitando a troca de marcha através de botões localizados atrás do volante. Para controlar o funcionamento do motor e sistema de troca de marchas foi necessário a utilização de uma injeção eletrônica programável da marca *FuelTech*, modelo *FT600*, que possibilitou a calibração dos parâmetros de tempo de injeção de combustível e ângulo de ignição além de possibilitar o monitoramento e gravação dos dados fornecidos pelos sensores instalados no protótipo. Aproveitando a alta taxa de compressão do motor e a possibilidade de troca de combustível, foi decidido a utilização do etanol por se tratar de um combustível com maior octanagem que combinado à taxa de compressão resultaria em uma melhor eficiência da combustão (Heywood, 1998).

Durante a fase de projetos viu-se necessário aumentar a rotação máxima do motor, com o objetivo de obter uma maior faixa útil de potência e um melhor aproveitamento das marchas, e após a ocorrência de algumas quebras no sistema de *valvetrain* foi feita a substituição das válvulas de admissão e dos pratos de válvula por novas peças feitas em titânio, visando a redução de peso das mesmas e mitigação dos problemas relacionados a quebras no sistema. As novas válvulas possuíam geometria diferente da original, o que resultou em um aumento da taxa de compressão do motor, passando de 12,6:1 para 13,0:1. Como resultado das modificações feitas, após calibração do motor em dinamômetro de bancada e posteriormente em dinamômetro de rolo inercial, novos valores de potência e torque foram obtidos, a Tabela 2 a seguir traz mais informações e especificações do motor modificado para o protótipo.

Tabela 2 – Especificações técnicas do motor

KTM Duke 390		
Tipo de motor	4 tempos, 1 cilindro, disposição vertical, 4 válvulas, DOHC	
Refrigeração	líquida	
Capacidade cúbica	373 cm ³	
Diâmetro x Curso	89 mm x 60 mm	
Configuração	Original de fábrica	Modificado para Formula SAE
Sistema de admissão	Naturalmente aspirado	Naturalmente aspirado (restritor de Ø19mm)
Taxa de compressão	12,8:1	13,1:1
Combustível	Gasolina (E27)	Etanol (E100)
Potência máxima	44,00 cv @ 9.000	47,80 cv @ 10.300 RPM
Torque máximo	36,30 Nm @ 7.000	33,80 Nm @ 9.600 RPM
Rotação máxima	10.500 RPM	12.250 RPM
Temperatura de óleo	Máx. 120°C	Máx. 135°C
Peso	149 Kg (motocicleta)	193 Kg (protótipo Formula SAE)

Fonte: Adaptado de KTM SPORTMOTORCYCLE GMBH (2017)

A biela original é formada por duas partes, sendo o corpo a parte que vai conectada ao pistão, possuindo sessão transversal de perfil “I”, e a capa de biela, responsável por encaixar a parte inferior do corpo ao eixo do virabrequim. Trata-se de um mancal do tipo hidrodinâmico,

a montagem inclui bronzinas que fazem a interface biela-virabrequim. A fixação da capa de biela ao corpo é feita através dos parafusos. A Figura 3.3 apresenta conjunto biela e parafusos.

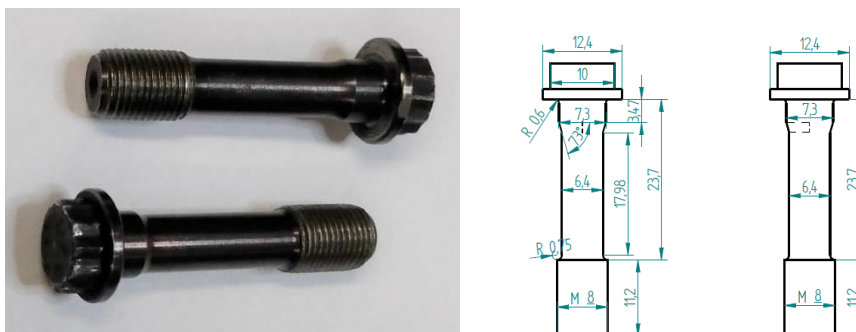
Figura 3.3 – Biela original KTM



Fonte: Autoria própria

Os parafusos originais são M8x0,75 de classe 12.9 com revestimento superficial que confere a eles uma aparência mais escura e redução da rugosidade superficial, consequentemente seu coeficiente de atrito. Vale notar a geometria adotada para este elemento, o parafuso possui um passo de rosca ultrafino, 0,75mm por volta e um corpo reduzido. Na região lisa do parafuso os projetistas optaram por reduzir o diâmetro da sessão transversal, sendo essa a região de menor área resistiva. Sua cabeça apresenta geometria comum de ser encontrada em parafusos de biela, com um padrão de estrela com 12 pontas, e a chave utilizada para aperto é de 9 mm. Mais detalhes e dimensões do parafuso podem ser observados na Figura 3.4 a seguir.

Figura 3.4 – Parafusos originais KTM



Fonte: Autoria própria

3.2 Métodos

Após a primeira ocorrência da falha dos parafusos de biela em 2018 foram feitas diversas análises dos dados aquisitados pela central eletrônica do protótipo. Nesse momento a tentativa era de procurar resultados que desviassem do comportamento normal de operação do motor. Parte do estudo também foi desenvolvida através da análise visual das fraturas, de forma a gerar uma hipótese do mecanismo da falha. Foi então adotada uma metodologia de manutenções periódicas preventivas que incluíram a verificações de folga na união virabrequim-biela.

Após a segunda ocorrência da falha foi necessário buscar por novos métodos de análise que permitissem a identificação da causa raiz do problema e possível solução. Nessa etapa mais uma vez foi feita a análise dos dados aquisitados e análise visual da das fraturas. Através do Centro Tecnológico de Fixação (CTF) foi apresentada aos integrantes da equipe a norma alemã de cálculo de uniões parafusadas, VDI2230 (2014). Através da norma foi possível desenvolver uma metodologia de cálculo para avaliar as forças solicitantes da junta.

Este trabalho apresenta o método de cálculo proposto pela literatura acadêmica, representada pelos livros de Shigley (2008) e Norton (2013), para o cálculo de parafusos pré-carregados operando sob cargas dinâmicas, esta metodologia compõe o capítulo 2.5.1 do Embasamento teórico. Para auxiliar os cálculos e análise dos resultados foi desenvolvida uma planilha de cálculos, permitindo agilidade durante a investigação.

O método proposto pela Norma VDI2230 (2014) foi executado através de softwares de propriedade do CTF. Para fornecer as informações necessárias para o software de cálculo e também para a planilha foi necessário realizar a metrologia completa das peças envolvidas na montagem, incluindo parafusos, biela, bronzina e pistão. Suas dimensões e massas foram catalogadas em uma planilha de controle e foram criados modelos 3d em software CAD.

3.2.1 Norma VDI2230 (2014)

A VDI 2230 (2014) é uma norma técnica alemã que trata do cálculo de uniões parafusadas de alta performance e solicitação mecânica sendo amplamente utilizada na indústria automobilística. A norma foi desenvolvida pelo "Verein Deutscher Ingenieure" (VDI), traduzido para o português "Associação de Engenheiros Alemães", é uma das organizações técnicas mais renomadas da Alemanha. Fundada em 1856, o VDI é uma associação profissional e científica que reúne engenheiros e cientistas em várias disciplinas de engenharia, tendo como principal objetivo promover a ciência e a prática da engenharia na Alemanha. As atividades do VDI incluem a criação e publicação de normas técnicas, como a VDI 2230, que estabelecem padrões e diretrizes para diversas áreas da engenharia.

Originalmente publicada em 1972, a VDI 2230 tem passado por várias revisões ao longo dos anos. A versão mais recente é de setembro de 2021, VDI 2230-1:2015. O propósito principal da norma é fornecer diretrizes e procedimentos para o cálculo de conexões aparafusadas de alta qualidade que sejam seguras e confiáveis. Ela aborda através de uma estrutura sistemática uma sequência de cálculos que envolvem aspectos como dimensionamento de parafusos, distribuição de cargas, análise de tensões e deformações, fatores de segurança e outros parâmetros relevantes para o projeto e análise de conexões aparafusadas, contribuindo para a segurança e a qualidade dos produtos e sistemas mecânicos.

A norma adota uma abordagem holística para o cálculo de uniões parafusadas, considerando não apenas os aspectos de resistência dos parafusos, mas também a distribuição de cargas, as tensões e deformações em todas as partes da união, isso ajuda a garantir que esta seja analisada de maneira completa e precisa. Suas atualizações tem o objetivo incorporar avanços na engenharia e na ciência dos materiais, convergindo resultados obtidos através de métodos experimentais ao método analítico de cálculo, garantindo que as diretrizes permaneçam atualizadas e relevantes.

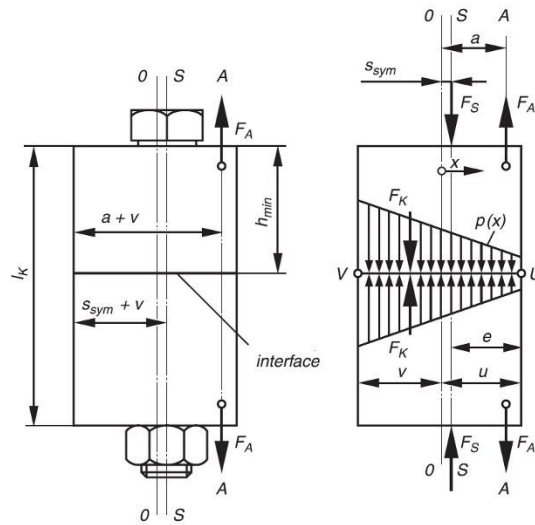
3.2.2 Abordagens realizadas pela norma

A literatura acadêmica clássica, representada principalmente através das obras de Shigley e Norton, abordam de forma mais simplificada a distribuição dos esforços em uma junta aparafusada, sem detalhar a importância da geometria dos componentes da junta, assim como o ponto de atuação das forças atuantes. São assumidas hipóteses de simetria da junta, na qual o eixo de momento de inércia do parafuso coincide com o eixo de momento de inércia da junta, e a força de trabalho atuando concêntrica a estes, de forma que apenas forças de tração e de compressão atuem durante a operação da peça, algo que na maioria das montagens não é verdade.

A VDI2230 (2014) traz a abordagem de juntas assimétricas, aquelas que o eixo de momento de inércia parafuso não coincide ao eixo de momento de inércia da junta, e a força de trabalho também atua de forma excêntrica a estes. Esse “desalinhamento” dos momentos de inércia e atuação da força faz com que o sistema seja carregado não apenas por forças de tração e compressão, mas também por forças de flexão.

Através pode-se observar que sólido de deformação, apresentado no capítulo 2.4.1, para a situação de juntas assimétricas excentricamente carregadas, deve passar por uma correção do seu posicionamento, que leve em consideração a geometria da contra peça, e o ponto de aplicação da força de trabalho (F_A). Esse sólido de deformação corrigido será referência para os cálculos dos esforços na junta. A Figura 3.5 abaixo exemplifica a correção feita, com destaque para a dimensão S_{sym} , distância entre os eixos dos sólidos de deformação, e a dimensão “a”, distância entre o ponto de aplicação da força F_A e o eixo do sólido de deformação corrigido.

Figura 3.6 –Dimensões e pressão superficial na interface, junta excêntrica carregada e excêntrica solicitada



Fonte: adaptado de Norma VDI2230 (2014)

Para o caso de parafusos de biela, as forças cisalhantes que ocorrem na interface da união aparafusada durante o movimento de giro do conjunto biela e mancal do virabrequim, são de magnitude muito inferior quando comparadas as forças de tração de flexão atuantes no sistema. Por esse fato é aceitável desprezar os esforços cisalhantes para este caso.

A força cisalhante é mais importante para projetos de estruturas metálicas com diferentes tipos de carregamento, como por exemplo vasos de pressão e montagem com chapas, onde não permitido que ocorra o deslocamento relativo entre as chapas, de modo a evitar que as faces do furo entrem em contato com o corpo do parafuso e venham a introduzir uma fragilização de seu corpo. Para o caso de montagens de chapas e estruturas metálicas se faz muito importante o estudo dos coeficientes de atrito nas superfícies, de forma a dificultar ao máximo o deslocamento relativo entre elas.

4 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O motor em questão foi adquirido pela equipe EESC USP -Formula SAE no ano de 2017, tratava-se de um motor novo, sem uso anterior. Ainda durante o ano de 2017 o motor recebeu um novo projeto de coletores de admissão, exaustão, nova injeção eletrônica e troca de combustível. Passou por calibração em dinamômetro de bancada e as manutenções eram realizadas de forma corretivas, tendo em vista que durante sua utilização ocorreram algumas falhas no sistema de *valvetrain* que resultaram na realização de manutenções na região do cabeçote do motor, que eram realizadas através de desmontagens parciais apenas do cabeçote.

No ano de 2018 o mesmo motor foi utilizado e, para sanar a ocorrência de falhas no sistema de *valvetrain* foi desenvolvido um projeto de substituição dos elementos móveis do sistema. Foram projetadas novas válvulas de admissão e novos pratos de válvulas em titânio, na intenção de reduzir a massa móvel e solucionar os problemas de flutuação de válvula. Durante fase de calibração em dinamômetro de bancada houve uma falha no sistema de lubrificação que resultou em uma quebra no eixo secundário da caixa de câmbio. Por se tratar de um motor de motocicleta o câmbio e as partes móveis do motor, como virabrequim e biela compartilham a mesma carcaça estrutural, como mostrado anteriormente pela Figura 3.2.

Nesta ocasião foi necessária a desmontagem quase completa do motor, no entanto, como era sabido que a união aparafusada mais crítica desse sistema se tratava justamente da junção da capa de biela na biela, optou-se por não desmontar essa junta, assim o motor passou por manutenção na região avariada e foi remontado sem que fosse feita qualquer alteração de aperto nos parafusos de biela.

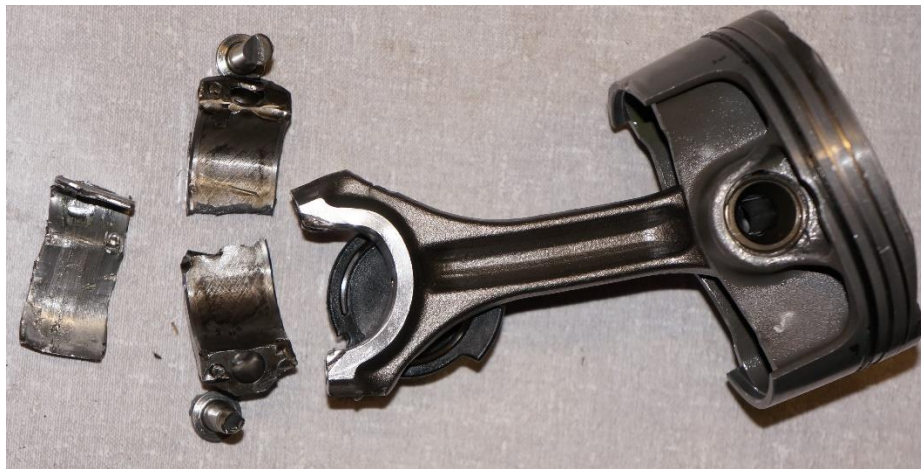
4.1 Primeira ocorrência da falha

A primeira falha ocorrida nos elementos de fixação da biela no motor KTM Duke 390 ocorreu no dia 31 de outubro de 2018, durante a realização de um teste de pista do protótipo E16. Ao final do dia de testes o motor do carro desligou repentinamente durante prova teste de volta rápida. Ainda em pista foi possível analisar os dados coletados pela central eletrônica do

protótipo e avaliar hipóteses do ocorrido. Nesta análise não foi constatada qualquer anomalia no sistema de injeção de combustível, controle de centelha ou falha elétrica, caracterizando assim uma possível falha mecânica interna ao motor.

Após a desmontagem foram separadas as peças fundamentais para o entendimento da sequência de ocorridos que resultaram na quebra catastrófica do motor. Na Figura 4.1 pode-se observar a situação do conjunto pistão e biela e as deformações ocorridas nas peças.

Figura 4.1 – Conjunto pistão biela após a quebra (2018)



Fonte: Autoria própria

Observando com mais atenção os parafusos na Figura 4.2 é bastante clara a diferença na forma final dos parafusos fraturados. O parafuso da esquerda não sofreu grande deformação, além de apresentar uma superfície de falha muito bem delimitada por um plano inclinado aproximadamente a 45° do plano de seção transversal do parafuso, evidenciado pela Figura 4.3, uma evidencia característica de falha por fadiga. Já o parafuso da direita apresenta uma deformação mais aparente, uma estricção em sua seção transversal, formando um perfil de pescoço afinado, característico de uma ruptura por forças de tração.

Figura 4.2 – Detalhe da parte inferior da biela e dos parafusos após a quebra (2018)



Fonte: Autoria própria

Figura 4.3 – Detalhe do parafuso após a quebra (2018)

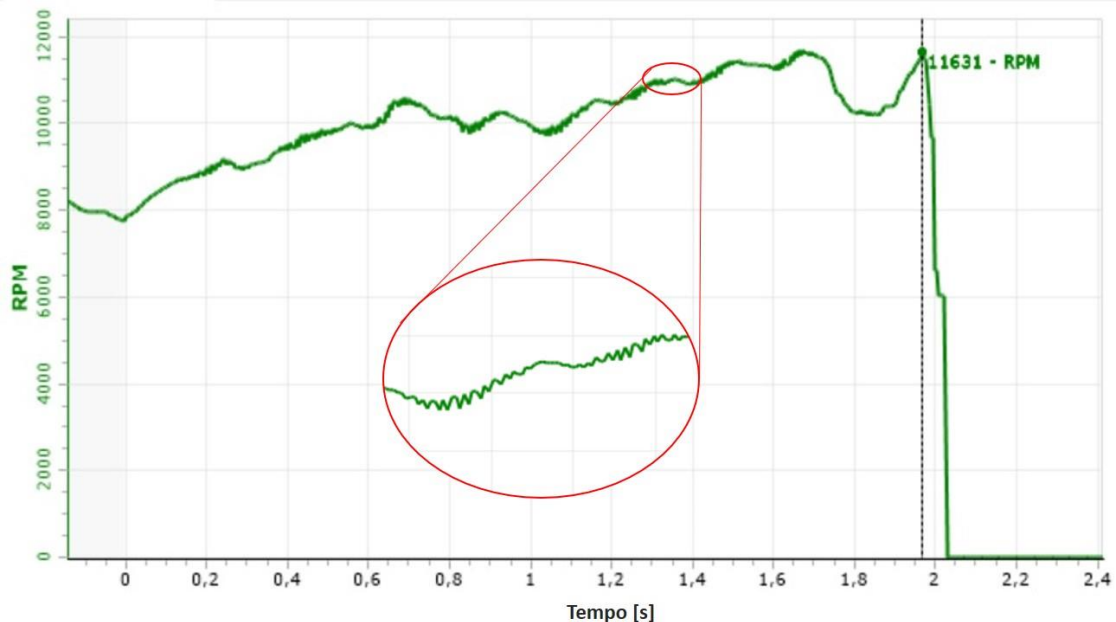


Fonte: Autoria própria

Além da análise visual da falha na tentativa de entender a sequência dos acontecimentos também foi feita em paralelo a análise dos dados coletados através da injeção eletrônica do protótipo, na tentativa de se encontrar um padrão de anomalia no funcionamento do motor. Na Figura 4.4 é possível observar o gráfico de aquisição do sensor de rotação, nele vemos o RPM variando em função do tempo. No momento da quebra o motor sofreu uma queda abrupta de rotação, indo de 11.631 RPM para zero em um intervalo de tempo inferior a 0,1 segundos. Ainda analisando o dado de rotação do motor foi possível encontrar um padrão incomum no sinal de RPM, um padrão serrilhado pode ser observado em destaque na Figura 4.4, padrão

semelhante a ocorrência de um ruído no sinal gerado por uma vibração não comum no conjunto rotativo do motor.

Figura 4.4 – Aquisição do sensor de rotação do motor



Fonte: Autoria própria

Ao final das análises foi possível discutir uma hipótese que melhor descrevia o motivo da falha, baseado no conhecimento técnico da equipe e analisando o histórico de uso do motor. A hipótese levantada levava em consideração que a junta aparafusada da capa biela com a biela ao colo do virabrequim nunca havia passado por desmontagem, confiando no processo de aperto realizado pelo fabricante do motor. No entanto, pelo fato de nunca ter sido desfeita essa união também não foi possível fazer a conferência da folga do colo do virabrequim com as bronzinas, avaliação que não pode ser feita após a quebra tendo em vista o estado final deteriorado das peças. Concluiu-se então que um excesso de folga entre o colo do virabrequim e as bronzinas veio a causar uma vibração de alta frequência no sistema rotativo do motor, o que gerou uma sobrecarga nos elementos de união da junta da capa da biela à biela resultando primeiramente na fratura frágil por fadiga do primeiro parafuso, Figura 4.3, e consequentemente a fratura dúctil por tração no segundo parafuso, elemento à direita na Figura 4.2.

4.2 Segunda ocorrência da falha

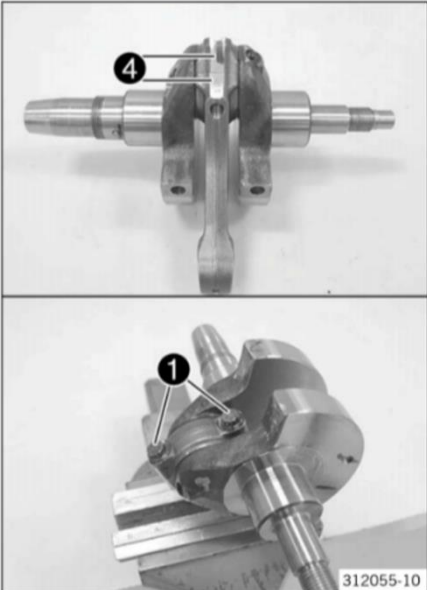
Para o ano de 2019 foi mantida a utilização do mesmo modelo de motor, o KTM Duke 390, no entanto foi necessário adquirir um segundo motor já que a quebra ocorrida em 2018 comprometeu a integridade do motor, deixando-o impróprio para uso. Esse segundo motor foi retirado de uma motocicleta, quando comprado a moto contava com aproximadamente 19 mil quilômetros rodados em condição normal de uso.

O foco do projeto para o ano de 2019 foi de trabalhar a confiabilidade do motor, e baseado na experiência prévia de quebras foi traçado um planejamento de manutenções preventivas na intenção de monitorar o desgaste do motor e principalmente acompanhar a possível ocorrência de folga entre as bronzinas e o colo do virabrequim que segundo a hipótese levantada teria sido a causadora da falha catastrófica de 2018.

Durante o planejamento da fase de validação e testes do protótipo foi traçada uma meta de 1000 km de testes, a partir disso definiu-se um intervalo de manutenção do motor de aproximadamente 250km. As manutenções consistiam em uma desmontagem completa do motor, verificação da integridade de peças críticas do *valvetrain*, metrologia do cilindro e pistão, substituição de retentores e vedações hidráulicas, verificação de folgas e tolerâncias dimensionais e principalmente a desmontagem da junta biela-virabrequim, análise da integridade das bronzinas verificação da folga e substituição dos parafusos de biela.

Para realização das manutenções a equipe contava com o manual de serviço técnico do motor, formulado pela fabricante. Ao decorrer do ano foram realizadas as manutenções preventivas como proposto no planejamento e ao rastrear a evolução da folga do mancal biela-virabrequim não foi encontrado a ocorrência de desgaste excessivo ou anomalias, as folgas medidas sempre estavam dentro da tolerância estipulada pelo fabricante e como recomendado os parafusos eram trocados e reapertados com um torque seco de 34Nm sem lubrificação da rosca. A Figura 4.5 mostra em detalhe como era orientada a montagem segundo o manual técnico do fabricante.

Figura 4.5 – Procedimento de aperto recomendado pelo fabricante



- Position and oil the bearing shells.
- Position the connecting rod and conrod bearing cover according to markings ④.
- Mount and tighten screws ①.

Guideline

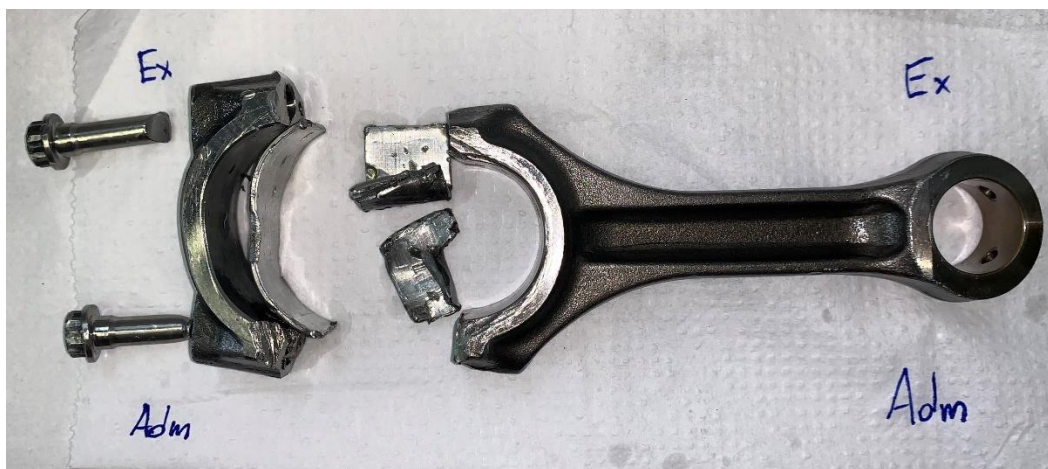
Screw, conrod bearing	M8x1	34 Nm (25.1 lbf ft)
-----------------------	------	---------------------

Info
Always replace the conrod bearing screws.

Fonte: Adaptado de KTM Duke Repair Manual (2018)

No entanto, mesmo adotando a estratégia de realizar manutenções preventivas, acompanhar detalhadamente a condição da união biela-virabrequim e substituir os parafusos de biela a cada desmontagem, a falha se repetiu no dia 4 de dezembro de 2019, durante a 16ª COMPETIÇÃO FORMULA SAE BRASIL. Durante a quarta volta da prova de enduro o motor do protótipo desligou repentinamente, assim como em 2018, e na desmontagem foi encontrado um resultado muito semelhante, como pode-se observar na Figura 4.6.

Figura 4.6 – Conjunto da biela após a quebra (2019)



Fonte: Autoria própria

Na Figura 4.7 é possível observar em detalhe os parafusos, assim como na falha ocorrida em 2018, o parafuso da esquerda apresenta falha bem delimitada por um plano inclinado de

aproximadamente 45° em relação ao plano de sessão transversal do parafuso, característica de falha por fadiga, e o parafuso da direita apresenta uma deformação mais aparente, estricção em sua sessão transversal, característico de uma ruptura por forças de tração.

Figura 4.7 – Detalhe da parte inferior da biela e dos parafusos após a quebra (2019)



Fonte: Autoria própria

5 SEQUÊNCIA DE CÁLCULOS

5.1 Pré-dimensionamento dos parafusos da biela

Para que seja possível desenvolver os cálculos do parafuso é necessário primeiro obter o valor da força externa aplicada ao sistema, também chamada de força de trabalho. A força de trabalho é a força que tenta agir separando os elementos da junta, ela é calculada através de dos dados de massas dos componentes móveis, pistão, pino de pistão, anéis, biela, e bronzinas, assim como as propriedades geométricas de cada peça, como centro de gravidade de momento de inércia.

No caso de parafusos de biela, a máxima força de tração que atua no sentido de separar a junta ocorre durante o tempo de admissão do motor, no qual o virabrequim em rotação realiza o movimento de trazer para baixo a biela e o pistão, em virtude da inercia desses componentes. A variável do sistema para o cálculo da força de trabalho será a rotação do motor, dessa forma, a Tabela 3 – Força de trabalho no parafuso em função da rotação apresenta os valores de força de trabalho, já dividida para cada um dos dois parafusos que compõe a junta, em função da rotação do motor.

Tabela 3 – Força de trabalho no parafuso em função da rotação

[RPM]	Força trabalho (P) [N]
9000	9672
10000	11941
11000	14449
12000	17195

Fonte: Autoria própria

5.2 Método proposto por Shigley e Norton

Seguindo a sequência de cálculos sugerida por Shigley e Norton, o primeiro passo consiste no cálculo da área da sessão resistiva do parafuso. Por se tratar de um parafuso de corpo reduzido, sua menor sessão transversal é encontrada na parte lisa do seu corpo, como é possível observar na Figura 3.4, essa sessão possui 6,4mm de diâmetro, sendo assim:

$$A_S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 32,17 \text{ mm}^2 \quad \text{Equação (45)}$$

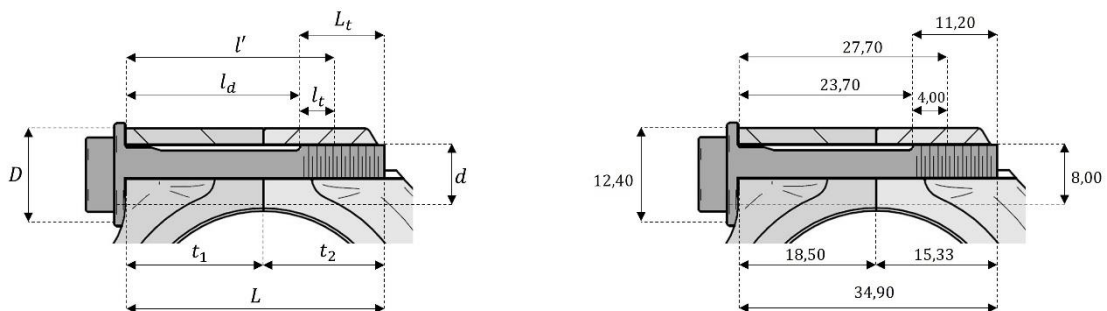
Neste caso não foi necessário utilizar as equações que calculam a área resistiva onde a menor área de sessão transversal está contida na região roscada do parafuso, como exposto anteriormente no capítulo 2.2 pela *Equação (4)* e *Equação (5)*.

Por se tratar de um parafuso de classe 12.9, como mostrado na Tabela 1 do capítulo 2.2, este possui limite mínimo de resistência a tração de 1220 MPa e valor mínimo de resistência ao escoamento de 1100 Mpa. Dessa forma, através da (equação) é possível encontrar a força F_i no limite de escoamento (S_y) e no limite de resistência a tração (S_{ult}) do parafuso.

$$\begin{aligned} F_i &= S_y \times A_S = 1100 \times 32,17 = 35.386,90 \text{ [N]} \\ F_i &= S_{ult} \times A_S = 1220 \times 32,17 = 39.247,39 \text{ [N]} \end{aligned} \quad \text{Equação (46)}$$

Próximo passo é calcular a contante de rigidez da junta, conforme descrito no capítulo 2.4.1. A Figura 5.1 apresenta as dimensões junta necessárias para o cálculo da constante de rigidez do parafuso e dos elementos da contra peça.

Figura 5.1– Dimensões da junta (valores em milímetro)



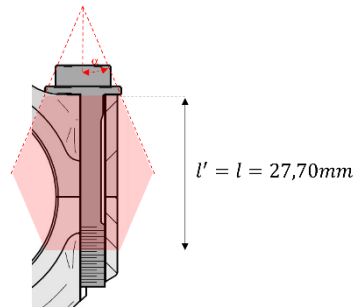
Fonte: Autoria própria

Seguindo o material apresentado no capítulo 2.4.1, para o cálculo da constante de rigidez do parafuso (K_b), é necessário distinguir a área resistiva da porção roscada (A_d) da área resistiva da porção não roscada (A_t). Através da *Equação (4)* é possível obter o valor de A_d , e para A_t basta utilizar o valor obtido pela *Equação (45)*. O módulo de elasticidade do material do parafuso ($E = 200 \text{ GPa}$). Assim através da *Equação (7)* é possível formular a *Equação (47)* abaixo, e obter o valor de K_b .

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{41,81 \cdot 32,17 \cdot 210,00}{32,17 \cdot 4,00 + 41,81 \cdot 23,70} = 252,29 \text{ N/m} \quad \text{Equação (47)}$$

Por se tratar de uma união de furo roscado é necessária uma análise mais detalhada para entender como o cone de pressão irá acontecer na contra-peça e assim determinar os valores das variáveis que irão calcular a contante de rigidez da junta (K_m), a abaixo auxilia esse entendimento.

Figura 5.2 – Adaptação do método de cone-frusta para o caso da biela



Fonte: Autoria própria

Para o caso estudado a contra peça é formada por duas partes de mesmo material, consequentemente mesmo módulo de elasticidade, $E = 210 \text{ GPa}$, pelo fato de a montagem não utiliza arruela, o diâmetro da flange da cabeça do parafuso irá assumir o valor de $d_w = 12,40 \text{ mm}$, e o comprimento engajado $l = 27,70$, assumindo o valor de 30° para o ângulo de frusta, basta substituir valores na *Equação (10)*, obtendo assim o valor de K_m conforme *Equação (48)*.

$$K_m = \frac{\pi E d \tan(\alpha)}{2 \ln \frac{(l \tan(\alpha) + d_w - d)(d_w + d)}{(l \tan(\alpha) + d_w + d)(d_w - d)}} = 1595,82 \text{ N/m} \quad \text{Equação (48)}$$

Por fim, a constante de rigidez total do sistema é dada pela *Equação (49)* abaixo.

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} = \frac{252,29}{252,29 + 1595,82} = 0,14 \quad \text{Equação (49)}$$

Para seguir os cálculos da distribuição de forças na junta será necessário avaliar a pré-carga a ser aplicada no parafuso. Assim, são sugeridas duas situações a serem abordadas:

- Caso real: conforme descrito anteriormente e mostrado pela Figura 4.5, o caso real trata de um método de aperto que foi realizado seguindo instruções do manual do fabricante, realizando apenas o aperto com 34Nm sem lubrificação das roscas;
- Hipótese 1: nesse caso iremos avaliar qual o valor de pré-carga que pode ser obtido através da aplicação dos 34Nm de torque somado à lubrificação das roscas e flange da cabeça do parafuso, de forma a avaliar a contribuição da redução de atrito no aumento da força tensora gerada durante o processo de aperto.

Dando sequência aos cálculos, foi escolhido o caso real, no entanto os resultados obtidos para a hipótese levantada serão apresentados em tabelas subsequentes juntamente com os resultados do caso real.

O cálculo da força tensora resultante de um processo de aperto por torque simples, quando não existe a aplicação de um segundo momento torsor através de deslocamento angular, está descrito no capítulo 2.6.1. Para desenvolvimento do cálculo se faz necessário obter os valores de coeficiente de atrito de rosca e de cabeça, μ_G e μ_k respectivamente, e valor do diâmetro médio da superfície de contato, D_{Km} .

Para uma montagem sem lubrificação se assume valores de μ_G e μ_k entre 0,12 e 0,16, para este caso adota-se um valor médio de 0,14. O valor de D_{Km} pode ser obtido através da *Equação (41)*. Assim manipulando a *Equação (38)* obtém-se a *Equação (50)* para obter a força tensora resultante do processo de aperto.

$$F_t = \frac{34}{(0,159 \cdot 0,75) + (0,578 \cdot 7,51 \cdot 0,14) + \left(\frac{10,4}{2} \cdot 0,14\right)} = 23,59kN \quad \text{Equação (50)}$$

O resultado pode ser confrontado com a tensão máxima de pré-carga sugerida pela literatura de 90% do valor da tensão limite de escoamento, para esse caso, $31,85kN$, nesta situação o rendimento da pré-carga obtida representa apenas 74% quando comparada a pré-carga considerada ideal. A Tabela 4 apresenta os valores de pré-carga obtidos para as hipóteses 1 e 2, e também traz os valores k_{factor} , sigma e a quociente entre a pré-carga obtida e a pré-carga considerada ideal.

Tabela 4 – Resultados parciais de pré-carga e tensão no parafuso

	Montagem sem lubrificação (Caso real)	Montagem com lubrificação (Hipótese 1)
Torque (M_A) [Nm]	34	34
Atrito de rosca (μ_G)	0,14	0,10
Atrito de cabeça (μ_k)	0,14	0,10
k_{factor}	0,18	0,13
Pré-carga (F_i) [kN]	23,59	31,97
Tensão resultante da pré-carga (σ) [MPa]	733,34	993,79
Aproveitamento	74,08%	100%

Fonte: Autoria própria

Importante destacar que para as roscas lubrificadas os coeficientes de atrito menor, geralmente entre 0,8 e 0,10, conseqüentemente o valor de σ é menor e os valores de força tensora obtida e o rendimento são maiores.

Em posse dos valores de coeficiente de rigidez, e assumindo o valor de pré-carga obtido através do cálculo do processo de aperto, a carga externa resultante (P) para o regime de operação de 12000 RPM, é possível através das *Equação (12)*, *Equação (13)*, *Equação (14)*, *Equação (15)*, *Equação (16)* e *Equação (17)*, apresentadas no capítulo 2.5, obter os valores de valores força no parafuso (F_b), força na contra peça (F_m), carga reduzida na contra-peça (P_m), carga aumentada no parafuso (P_b), força de separação (P_0), e o coeficiente de segurança de separação da junta $N_{separação}$, os valores calculados são apresentados na Tabela 5 abaixo.

Tabela 5– Resultados parciais de distribuição de forças entre o parafuso e a contra-peça

	Montagem sem lubrificação (Caso real)	Montagem com lubrificação (Hipótese 1)
Força de trabalho (P) [kN]	17,20	17,20
Força de pre-carga (F_i) [kN]	23,59	31,85
Força no parafuso (F_b) [kN]	25,94	34,20
Força no material (F_m) [kN]	8,74	17,00
Porção da carga percebida pelo parafuso (P_b) [kN]	2,35	2,35
Porção da carga percebida pelo material (P_m) [kN]	14,85	14,85
Carga de separação (P_0) [kN]	27,32	36,88
Coefficiente de segurança – separação ($N_{separação}$)	1,59	2,14

Fonte: Autoria própria

Por se tratar de um parafuso de biela, este está sujeito a ação de um carregamento cíclico, a cada rotação do motor o parafuso é carregado e descarregado, sendo assim, deve-se utilizar dos cálculos para parafusos dinamicamente carregados, que irão levar em consideração o fenômeno da fadiga mecânica. O primeiro passo é o cálculo da componente alternante da força que atua no parafuso (F_{alt}) e sua média ($F_{média}$), conforme é mostrado pela *Equação (51)* e *Equação (52)*.

$$F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2} = \frac{25,94 - 23,59}{2} = 1,17 \text{ kN} \quad \text{Equação (51)}$$

$$F_{média} = \frac{F_b + F_i}{2} = \frac{25,94 + 23,59}{2} = 24,77 \text{ kN} \quad \text{Equação (52)}$$

Deve-se calcular também o fator de concentração de tensões à fadiga para o parafuso (K_f) obtido através da *Equação (53)*

$$K_f = 5,7 + 0,02682d = 5,78 \quad \text{Equação (53)}$$

Dessa maneira, seguindo a sequência de cálculo descrita no capítulo 2.5.1, utilizando os valores da Tabela 5 e através das *Equação (23)*, *Equação (24)*, *Equação (25)* e *Equação (27)*, é obtida Tabela 6 que apresenta um compilado dos resultados obtidos até então.

Tabela 6 – Resultados parciais de forças e tensões de fadiga

	Montagem sem lubrificação (Caso real)	Montagem com lubrificação (Hipótese 1)
Força de trabalho (P) [kN]	17,20	17,20
Força de pré-carga (F_i) [kN]	23,59	31,85
Força alternante (F_{alt}) [kN]	1,17	1,17
Força média ($F_{média}$) [kN]	24,77	33,02
Fator de concentração de tensões à fadiga (K_f)	5,87	5,87
Tensão alternada nominal ($\sigma_{a_{nom}}$) [MPa]	36,48	36,48
Tensão alternada (σ_a) [MPa]	214,22	214,22
Tensão média nominal ($\sigma_{m_{nom}}$) [MPa]	769,82	1026,48
Tensão máxima nominal ($\sigma_{max_{nom}}$) [MPa]	806,30	1062,97
Tensão mínima nominal ($\sigma_{min_{nom}}$) [MPa]	733,34	990,00

Fonte: Autoria própria

Para o cálculo da tensão média (σ_m) e a tensão resultante da pré carga é necessário o cálculo do fator de concentração de tensões médias (K_{fm}). Das condições de contorno apresentadas pela *Equação (26)*, é respeitada a condição em que $K_f |\sigma_{max_{nom}}| > S_y$, portanto K_{fm} é calculado segundo a *Equação (54)* abaixo.

$$K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_{a_{nom}}}{|\sigma_{m_{nom}}|} = \frac{1100 - 5,87 \cdot 36,48}{|1026,48|} = 0,86 \quad \text{Equação (54)}$$

Obtendo assim σ_m e σ_i pela *Equação (55)* e *Equação (56)* em sequência.

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{F_{m\underline{e}dia}}{A_t} = 885,32 \text{ MPa} \quad \text{Equa\u00e7\u00e3o (55)}$$

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} = 854,30 \text{ MPa} \quad \text{Equa\u00e7\u00e3o (56)}$$

O \u00faltimo passo a ser realizado \u00e9 o c\u00e1lculo do coeficiente de seguran\u00e7a \u00e0 falha por fadiga (N_f), mas antes \u00e9 preciso obter o valor de limite de resist\u00eancia \u00e0 fadiga corrigido (S_e) conforme *Equa\u00e7\u00e3o (29)*. Para este estudo de caso foram levados em considera\u00e7\u00e3o os seguintes valores para os fatores corre\u00e7\u00e3o da resist\u00eancia \u00e0 fadiga:

- Fator devido \u00e0 solicita\u00e7\u00e3o (C_{carreg}): para o caso de solicita\u00e7\u00e3o de for\u00e7a normal $C_{carreg} = 0,7$;
- Fator de tamanho ($C_{tamanho}$): o maior di\u00e2metro do copo do parafuso \u00e9 inferior a 8mm, assim $d \leq 8\text{mm}$ assume $C_{tamanho} = 1$;
- Fator de superf\u00edcie (C_{superf}): como o parafuso possui a parte do seu corpo liso com di\u00e2metro significativamente menor que o di\u00e2metro de raiz da por\u00e7\u00e3o roscada, essa regi\u00e3o que ser\u00e1 escolhida para definir o fator de corre\u00e7\u00e3o de superf\u00edcie. Atrav\u00e9s da Figura 2.14, utilizando como refer\u00eancia a tens\u00e3o de ruptura de 1220Mpa (177kpsi) e o acabamento usinado dessa regi\u00e3o \u00e9 obtido $C_{superf} = 0,67$
- Fator de temperatura (C_{temp}): a biela tem sua parte inferior montada em um mancal hidrodin\u00e2mico, e recebe \u00f3leo do motor para lubrifica\u00e7\u00e3o e troca t\u00e9rmica. A temperatura do \u00f3leo durante todo o funcionamento do motor n\u00e3o ultrapassa 150° , a biela e os parafusos n\u00e3o ir\u00e3o atingir temperaturas muito superiores a essa, portanto $T \leq 450^\circ\text{C}$ e $C_{temp} = 1$;
- Fator de confiabilidade (C_{conf}): por se tratar de um parafuso cr\u00edtico, cuja falha impede o prot\u00f3tipo de terminar as provas da competi\u00e7\u00e3o al\u00e9m de acarretar a quebra de mais componentes do motor, \u00e9 escolhido o m\u00e1ximo n\u00edvel de confiabilidade, portanto, segundo a Figura 2.15, $C_{conf} = 0,62$
- Limite de resist\u00eancia a fadiga n\u00e3o corrigido ($S_{e'}$)

$$S_{e'} = 0,5 \cdot S_{ult} = 610 \text{ MPa} \quad \text{Equa\u00e7\u00e3o (57)}$$

Então é obtido:

$$S_e = 0,7 \cdot 1 \cdot 0,67 \cdot 1 \cdot 0,62 \cdot 610 = 177,38 \text{ MPa} \quad \text{Equação (58)}$$

Assim podemos calcular N_f coeficiente de segurança à falha por fadiga

$$N_f = \frac{S_e(S_{ult} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ult} \cdot \sigma_a} = 0,66 \quad \text{Equação (59)}$$

Os resultados finais obtidos são apresentados na Tabela 7 abaixo.

Tabela 7 – Resultados finais – parafuso pré-carregado sob carga dinâmica

	Montagem sem lubrificação (Caso real)	Montagem com lubrificação (Hipótese 1)
Força de pré-carga (F_i) [kN]	23,59	31,85
Coeficiente de segurança – separação ($N_{separação}$)	1,59	2,14
Coeficiente de segurança – escoamento estático (N_y)	1,36	1,03
Coeficiente de segurança à fadiga (N_f)	0,66	0,67

Fonte: Autoria própria

5.3 Método proposto pela VDI2230 (material do CTF)

5.3.1 Sequência de cálculos proposta pela norma VDI2230

Após as duas ocorrências de falha no parafuso de biela, a equipe iniciou os estudos de forma mais aprofundada no objetivo de entender melhor o motivo das quebras, e se de alguma forma era possível resolver ou mitigar este problema. O Centro Tecnológico de Fixação (CTF),

liderado por Rubens Cioto, recebeu o caso e auxiliou o estudo através da Norma VDI2230 (2014).

A sequência de cálculos mostrada a seguir é resultado de um trabalho realizado em conjunto com a equipe técnica do CTF, que contribuiu através dos seus softwares de cálculo, material didático e toda infraestrutura laboratorial para desenvolvimento e validação do estudo.

Seguindo a recomendação da norma, o estudo inicia-se com a escolha do método de aperto a ser utilizado para obtenção da força de união da junta, dessa maneira, optou-se escolher o método de aperto por controle de torque e ângulo, pois oferece maior aproveitamento do parafuso e menor dispersão da força tensora resultante.

O fator de aperto (α_A), leva consideração dispersão da pré-carga de montagem alcançável entre a pré-carga máxima ($F_{M_{max}}$) e a pré-carga mínima ($F_{M_{min}}$), conforme *Equação (60)* abaixo. Essa dispersão é resultado do tipo de método de aperto que irá ser utilizado. A norma conta com uma tabela de valores sugeridos para diferentes métodos aperto, e para o método escolhido, de controle de torque a ângulo, o valor para α_A recomendado é de 1, visando o máximo aproveitamento da capacidade de geração de força tensora do parafuso.

$$\alpha_A = \frac{F_{M_{max}}}{F_{M_{min}}} = 1 \quad \text{Equação (60)}$$

Em seguida deve-se determinar a mínima força de união necessária para prevenir a abertura unilateral da junta (F_{Kerf}), calculada através da *Equação (61)*. Neste passo é possível notar que a força de trabalho ($F_{A_{max}}$) é multiplicada por uma série de fatores que irão determinar a real força de separação na interface da junta, diferente do método proposto por Shigley (2008) e Norton (2013) em que a força de trabalho é exatamente a força que atua na interface da junta.

$$F_{Kerf} = \frac{F_{A_{max}} \cdot A_D \cdot (a \cdot u + S_{sym} \cdot u)}{I_{BT} + S_{sym} \cdot u \cdot A_D} \quad \text{Equação (61)}$$

Sendo:

- A_D : área de separação da capa de biela, menos a área do furo do parafuso; ($A_D = 164,5mm^2$);

- a : distância da linha de aplicação da força axial ao eixo do cone de pressão imaginário; ($a = 6,245mm$);
- u : a distância do ponto u ao eixo do cone de pressão imaginário; ($u = 5,973mm$);
- S_{sym} : distância do eixo do parafuso ao eixo do sólido de deformação corrigido; ($S_{sym} = 0,925$);
- I_{BT} : momento inercia da área de separação da capa de biela, menos a área do furo do parafuso; ($I_{BT} = 2,862mm^4$).

Os fatores que multiplicam a força de trabalho levam em consideração a geometria da junta, assim como a excentricidade do eixo de aplicação da força, eixo do parafuso e o eixo do momento de inércia da contra peça, adicionando esforços relacionados ao desalinhamento das forças. Assim, o valor da mínima força necessária para evitar a abertura unilateral da junta (F_{Kerf}), é superior ao valor da força de trabalho.

Os valores obtidos através da *Equação (61)* são apresentados na Tabela 8 abaixo.

Tabela 8 – Mínima força de união para evitar abertura unilateral

[RPM]	F_{Amax} [N]	F_{Kerf} [N]
9.000	9.672	13.407
10.000	11.941	16.550
11.000	14.449	20.206
12.000	17.195	23.832

Fonte: Autoria própria

Semelhante ao cálculo da constante de rigidez da junta, apresentado no capítulo 2.4.1, *Equação (11)*, a Norma VDI 2230 (2014) calcula o fator de carga (ϕ_{en}) para casos em que a força de trabalho e a força de união são excêntricas ($S_{sym} \neq 0$ e $a > 0$). O fator também irá resultar na proporção da força suportada pelo parafuso e a força suportada pela contra-peça quando em operação, porém a norma utiliza a resiliência dos materiais constituintes da junta e um fator de multiplicação n , conforme mostra a *Equação (62)* abaixo.

$$\phi_{en} = n \cdot \frac{\delta_{P^{**}}}{\delta_{P^{*}} \cdot \delta_S} \quad \text{Equação (62)}$$

Sendo:

- n : fator de introdução de carga para descrever o efeito da carga de trabalho no deslocamento da cabeça do parafuso; ($n = 0,514$);
- δ_S : a resiliência do parafuso ($\delta_S = 4,369 \cdot 10^{-6} mm/N$);
- δ_{P^*} : resiliência da junta corrigida para caso de carregamento excêntrico; ($\delta_{P^*} = 0,579 \cdot 10^{-6} mm/N$);
- $\delta_{P^{**}}$: resiliência da junta corrigida para caso de pré-carga e carregamento excêntrico ($\delta_{P^{**}} = 0,677 \cdot 10^{-6} mm/N$).

O valor obtido para o fator de carga é de $\phi_{en} = 0,07$.

Para a obtenção da perda de pré-carga (F_Z), é recomendado que seja realizados testes experimentais, entretanto, por falta de amostras foi obtido através de estimativas o valor de $F_Z = 1.500N$.

Para que seja atingida a força de união mínima que garanta a não abertura da junta é necessário que a pré-carga aplicada resulte nesse valor mínimo de força de união. Calcula-se então a mínima força de pré-carga de montagem ($F_{M_{min}}$) necessária para impedir a abertura unilateral da junta através da *Equação (63)* a seguir. Para este caso considerar $F_A = F_{kerf}$.

$$F_{M_{min}} = F_{kerf} + (1 - \phi_{en}) \cdot F_A + F_Z \quad \text{Equação (63)}$$

Conforme definido no início dos cálculos, o método de aperto de controle de torque e ângulo possui $\alpha_A = 1$, nessa condição $F_{M_{max}} = F_{M_{min}}$. Os resultados obtidos através da *Equação (63)* são apresentados na Tabela 9 abaixo.

Tabela 9 – Resultados de força mínima para impedir a abertura unilateral

[RPM]	F_A [N]	$F_{M_{min}}$ [N]
9.000	9.672	27.376
10.000	11.941	33.415
11.000	14.449	40.498
12.000	17.195	47.534

Fonte: Autoria própria

Em posse da mínima força de pré-carga necessária impedir abertura unilateral da junta, já é possível realizar uma análise comparativa entre a força mínima de pré-carga requerida e a força máxima que o parafuso é capaz de gerar, apenas levando em consideração a força nominal do parafuso em seu limite de escoamento e no seu limite de ruptura.

O parafuso de classe 12.9 com diâmetro de seção transversal de 6,4mm, conforme apresentado anteriormente na *Equação (46)*, é capaz de gerar uma força máxima em seu limite de escoamento de 35,34kN, e uma força máxima de 39,25kN no limite de ruptura. Observando os valores da Tabela 9 pode-se concluir que, mesmo que fosse possível apertar o parafuso original no seu máximo valor de capacidade de geração de força, não seria o suficiente para evitar a abertura unilateral da capa de biela em rotações acima de 11.000RPM.

Dando sequência aos cálculos, através *Equação (37)* apresentada no capítulo, é possível obter o valor de rendimento, supondo uma montagem com lubrificação que resulta em um coeficiente de atrito de rosca $\mu_G = 0,10$.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{3 \cdot d_2}{3 \cdot d_0} \cdot \left(\frac{p}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot 0,10 \right) \right]^2}} = 0,91 \quad \text{Equação (64)}$$

Para determinação da tensão de fadiga (σ_{Sab}) atuante no parafuso, para a condição de aplicação de força solicitante excêntrica que resulta no surgimento de um momento fletor, utiliza-se da *Equação (65)* abaixo. Neste caso, a parcela fora dos colchetes descreve a tensão resultante exclusivamente a partir da diferença de carga F_A , e a parcela contida nos colchetes descreve a parcela de tensão adicional resultante da flexão.

$$\sigma_{Sab} = \left[1 + \left(\frac{1}{\phi_{en}} - \frac{S_{sym}}{a} \right) \cdot \frac{l_K}{l_{ers}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot I_{Bers}} \right] \cdot \frac{\phi_{en} \cdot F_A}{A_S} \quad \text{Equação (65)}$$

Sendo:

- d_S : diâmetro da área resistiva; ($A_S = 6,4mm$);
- E_S : módulo de elasticidade do material do parafuso; ($E_S = 210GPa$);
- E_P : módulo de elasticidade do material da contra-peça; ($E_P = 210GPa$);
- l_K : comprimento da contra peça; ($l_K = 22,62mm$);

- l_{ers} : comprimento de flexão equivalente.

A variável l_{ers} define um comprimento de flexão substitutivo para o parafuso, tomando como base uma barra cilíndrica de diâmetro constante e igual ao diâmetro primitivo do parafuso, sendo calculada através da *Equação (66)* abaixo.

$$l_{ers} = \beta_S \cdot E_S \cdot I_3 = 87mm \quad \text{Equação (66)}$$

Sendo:

- β_S : resiliência elástica à flexão do parafuso;
- I_3 : momento de inercia da área de seção transversal do parafuso no menor diâmetro.

Aos valores obtidos para a tensão de fadiga são apresentados na Tabela 10 abaixo.

Tabela 10 – Resultados de tensão de fadiga

[RPM]	F_A [N]	σ_{Sab} [kN]
9.000	9.672	20,75
10.000	11.941	23,65
11.000	14.449	31,30
12.000	17.195	36,90

Fonte: Autoria própria

Dessa forma, a força de montagem que pode ser obtida com o parafuso original, considerando um rendimento $\eta = 0,91$, e buscando um aperto até 95% do limite de tração do parafuso, calculamos $F_{M_{max}}$ através da *Equação (67)*

$$F_{M_{max}} = 0,95 \cdot S_{ult} \cdot \eta \cdot A_S$$

$$F_{M_{max}} = 0,95 \cdot 1220 \cdot 0,91 \cdot 32,17 = 33.961N \quad \text{Equação (67)}$$

Neste cenário, temos que a máxima capacidade de geração de força do parafuso original é 33.961N, e com os resultados da tabela Tabela 9, conclui-se que para rotações acima de 10.000RPM, $F_{M_{max}} < F_{M_{max}}$, portanto o parafuso original não é capaz de evitar a abertura unilateral nessas condições, mesmo que se apertado através de um método mais eficiente e preciso do que o recomendado pelo manual do fabricante.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A análise feita através do método proposto pela literatura acadêmica e através da norma técnica acabam por convergir parcialmente seus resultados. Ambas mostram que para o regime de operação do motor em rotações acima de 10.000 RPM o parafuso original não é suficiente para garantir a integridade da junta. O método proposto por Shigley (2008) e Norton (2013) apesar de resultar em valores de coeficiente de segurança de separação da junta maiores que 1 ($N_{separação} > 1$) tem resultados de coeficiente de segurança à falha por fadiga inferiores a 0,07 ($N_f < 0,07$).

Até mesmo a Hipótese 1, apresentada no capítulo 5.2, que adiciona ao método os conceitos coeficiente de atrito e rendimento através da lubrificação de rosca, também traz um resultado não satisfatório.

Já os resultados obtidos através do método proposto pela Norma VDI 2230 (2014), e executado através dos softwares do CTF, trazem como principal resultado o fato de que a força de união que o parafuso é capaz de gerar, mesmo que seja utilizado um método de aperto mais preciso e no limite de capacidade do parafuso, é insuficiente para evitar a separação unilateral da junta.

Analizando os conceitos de torque e força de união, e os processos de aperto que foram apresentados nos capítulos 2.6 e 2.7, fica evidente que o método de aperto proposto pelo manual do fabricante é inadequado, tendo em vista a criticidade da união biela-virabrequim. Está é uma junta considerada crítica, sua falha inviabiliza o funcionamento do motor, além de gerar a quebra de outros componente próximos ao sistema, como, pistão, válvulas, cabeçote, virabrequim e bloco do motor, que resulta na inutilização quase que total do motor.

Ainda sobre o parafuso original, este apresenta uma geometria bastante particular e que contribui para uma baixa performance desse componente. Seu corpo reduzido, projetado na intenção de reduzir a tensão de fadiga através da redução do diâmetro, não cumpre seu objetivo. A redução da seção transversal do parafuso apenas adicionou vulnerabilidade nesta região, sendo a área resistiva limitante para a capacidade de geração de força do parafuso, além de ser uma região na qual passou pelo processo de usinagem, contribuindo para a redução da resistência a fadiga.

Através método proposto pela Norma VDI 2230 (2014), e todo conhecimento e experiência do Centro Tecnológico de Fixações em análise de falhas de uniões parafusos, é possível definir o mecanismo de falha da seguinte maneira:

- Ao operar o motor em rotações acima dos 11.000 RPM, a força residual mínima (F_{Kerf}) necessária para manter a junta unida, sem que haja movimento relativo entre as partes da junta em qualquer direção, é superior a máxima capacidade de geração de força pelo parafuso, a depender de sua geometria e classe de resistência;
- A excentricidade das forças presentes no sistema faz com que a abertura da junta ocorra de maneira unilateral, Figura 3.6. A condição de abertura da junta faz com que a parcela de esforço antes suportada pela contra peça seja direcionada ao parafuso, neste momento o parafusos é sobrecarregado com uma tensão de fadiga (σ_{SAb}) muito superior ao seu limite suportado, tendo uma deformação plástica que ultrapassa o limite superior de plasticidade;
- A falha do elemento é dada por fadiga de flexão em virtude da abertura unilateral da junta.

Buscando realizar melhorias no projeto, foram levantadas possibilidades de alterações no sistema biela – parafuso - pistão, na intenção de solucionar as ocorrências de falhas e melhorar o processo de aperto do parafuso. Das peças citadas, a que apresentou maior potencial de melhoria foi o projeto de um novo parafuso juntamente com um novo procedimento de aperto.

6.1 Parafuso novo

O projeto de um novo parafuso tem como finalidade possibilitar que a força residual mínima de união (F_{Kerf}) possa ser obtida após o processo de aperto. Para isso é necessário que o parafuso tenha uma tensão de escoamento e de ruptura maior que o parafuso original, e que o processo de aperto a ser utilizado seja robusto o suficiente para que a força de união necessária seja atingida com baixa dispersão de resultados.

Uma tensão de escoamento e ruptura pode facilmente ser obtida através de um novo parafuso de mesma classe de resistência e maior diâmetro. No entanto, tal solução não seria cabível ao projeto, pois um parafuso de maior dimensão, devido à falta de sobremetal na biela,

implicaria na necessidade de um novo projeto de biela. A decisão, então, foi de manter o diâmetro e passo de rosca original, não realizando nenhuma alteração na biela, e através de uma nova geometria do corpo do parafuso e um novo tratamento, obter um parafuso com propriedades de resistência superior a classe comercial de maior resistência, a classe 12.9.

O novo parafuso foi fabricado pela METALAC, indústria localizada na cidade de Sorocaba-SP. Para se evitar custos extremamente elevados para produção de um fixador com características dimensionais adequadas, a empresa utilizou-se de ferramental comumente utilizado para produção dos parafusos de fixação da capa à biela dos motores para a linha Audi A3, introduzindo pequenas alterações no diâmetro primitivo e nas dimensões da cabeça flangeada.

O novo parafuso, mostrado na Figura 6.1, foi fabricado em aço SAE 5135 recebeu modificação na geometria, o corpo usinado foi eliminado, adotando uma geometria de corpo todo roscado. A fim de se obter valores mais elevados de resistência à tração sem a perda de capacidade de absorção de energia, foi necessário realizar um tratamento térmico de austêmpera, passando de uma estrutura martensita revenida para um estrutura bainita, que permite maior dureza e resistência, mantendo uma capacidade de alongamento e redução de área equivalente, quando comparado ao parafuso classe 12.9.

Figura 6.1 – Parafusos novos



Fonte: Autoria própria

Através da austêmpera foi possível alcançar valores de resistência a tração superiores a 1.450 MPa, um parafuso de classe especial 14.9. Somente com esse resultado tornou-se possível atingir uma força de montagem de 47,5 kN, conforme Tabela 9, necessária para atender a operação em rotações de até 12.00 RPM.

Junto ao novo parafuso, também foi desenvolvido um novo método de aperto que possibilitasse a utilização de todo o potencial de geração de força do parafuso e que tivesse baixa dispersão de resultados. Ponderando a necessidade de precisão no aperto com as ferramentas disponíveis na equipe realizar as manutenções do motor, foi decidido a utilização do método de torque e ângulo de deslocamento, descrito no capítulo 2.7.3, e lubrificação das roscas e flange de cabeça para redução do coeficiente de atrito, garantindo eficiência máxima do fixador e baixa dispersão de torque. A Figura 6.2 mostra como deve ser feita a lubrificação dos parafusos.

Figura 6.2 – Parafusos novos lubrificados para montagem



Fonte: Autoria própria

Para se alcançar uma força de união superior a 47,5 kN a especificação de aperto será: $28 \pm 2 \text{ Nm} + 90^\circ \pm 5^\circ$, utilizando como lubrificante uma pasta à base de bissulfeto de molibdênio (MoS_2), comercialmente conhecida como Molykote.

O resultado do trabalho pode ser consolidado através da validação em uso do novo parafuso. O novo projeto foi implementado no motor no ano de 2021 e segue em utilização até o presente momento (2023), não ocorreu mais nenhuma falha do parafuso, aumentando a confiabilidade do motor, reduzindo os danos financeiros e materiais causados pelas quebras anteriores.

7 CONCLUSÃO

As falhas ocorridas no anos de 2018 e 2019 foram resultado da utilização inadequada do motor, sendo o limite de rotação o principal fator contribuinte para a ocorrência da abertura unilateral da capa de biela resultando em uma tensão de fadiga no parafuso muito superior ao limite suportado. No entanto, com o desenvolvimento do estudo, foi possível também identificar deficiência da geometria do parafuso original, e principalmente, do processo de aperto sugerido pelo fabricante.

Em relação as metodologias apresentadas, a proposta da literatura acadêmica clássica, representadas neste trabalho pelas obras de Shigley (2008) e Norton (2013), contempla o tema de uniões parafusadas de forma bastante abrangente, a metodologia de cálculo utiliza de algumas simplificações que, para um pré dimensionamento, podem atender requisito, principalmente em projetos em que o superdimensionamento é cabível, ou em situações de baixa solicitação mecânica e criticidade. No entanto, essa metodologia deixa a desejar quando se trata de projetos de alta performance, aqueles que necessitam de um dimensionamento mais preciso, estão sujeitos a solicitações mecânicas extremas, e não possibilitam a utilização de fixadores superdimensionados. Geometrias complexas de contra-peça e a excentricidade da força de trabalho em relação ao eixo também são fatores não contemplados pela literatura acadêmica clássica.

Para a realização de um projeto, ou reprojeto como no caso apresentado, no qual os componentes são levados ao seu limite durante o funcionamento e a possibilidade de falha em serviço deve ser reduzida ao máximo, se faz necessário a utilização de métodos analíticos mais precisos e detalhados, conforme é proposto pela Norma VDI 2230 (2014). A norma possui uma sequência de cálculos muito bem detalhada e considera as assimetrias do sistema para calcular a força residual mínima necessária para evitar a abertura junta, dessa maneira garante que o parafuso não irá receber uma tensão de fadiga que resulte em sua falha.

Por fim, destaca-se a importância de entender o mecanismo de geração de força de união através do aperto do parafuso. Tão importante quanto saber a capacidade de geração de força do fixador, como também saber a necessidade de força de união para manter a junta integra, é necessário que o valor de força tensora alvo seja atingido durante o processo de aperto. Isso só é possível se o método utilizado garantir baixa dispersão nos resultados de valores de força

tensora, e para isso se faz necessário o estudo da relação entre os coeficientes de atrito, torque de aperto e ângulo de deslocamento. Os métodos de controle de torque e ângulo com lubrificação na montagem permitem um maior aproveitamento da capacidade de geração de força do parafuso, possibilitando apertos além do limite de escoamento do parafuso.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

Para este projeto de parafuso de biela fica a possibilidade do desenvolvimento de um estudo através de softwares de simulação 3D (CAE) na intenção de convergir os resultados obtidos através da utilização da Norma VDI 2230 (2014). A simulação também pode auxiliar o entendimento da distribuição não uniforme de forças na contra-peça e no parafuso, e visualização dos gradientes de tensão na peça.

Para demais projetos envolvendo dimensionamento de parafusos, principalmente para categorias de competição estudantil, é recomendado um estudo aprofundado em métodos de aperto, possibilitando a criação de procedimentos que irão evitar a ocorrência de falhas prematuras e catastróficas, resultando em projetos mais robustos e seguros.

REFERÊNCIAS

Boria, S. (2010) Behavior of an impact attenuator for Formula SAE Car under Dynamic Loading. Int. J. Vehicle Structures & Systems, v. 2, núm. 2, p.45-53.

Buda, J. Why Bolts Fail, Machine Design, Edited by Stephane Muraski Johnson, 1994.

Eccles, B. Fatigue Failure of Bolts, 2004

Garcia, Roberto. A que se propõem os Elementos de Fixação? Revista do Parafuso. São Bernardo do Campo, n. 41, ago/set2013. Disponível em < <http://www.revistado-parafuso.com.br/v1/modelo/noticia.php?id=653> > Acesso em: 29 março 2014.

GARCIA, Roberto. Conceitos gerais sobre torque e processo de torque. Revista do Parafuso, 2011. Disponível em: < <http://www.metaltork.com.br> > Acessado em 11/05/2023.

Haugen, E. B; Wirsching, P. H. Probabilistic Design, Machine Design, vol. 47, pp. 10-14, 1975.

HEYHOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Primeira Edição. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill Inc., v. único, 1998. ISBN 007028637X.

ISO 898-1- Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel – part 1: bolts, screws and studs.1999 (Disponível em: <<http://www.pretec.no/admin/common/getImg2.asp?Fileid=1747>> Acessado em 15/10/202).

Ito, Y. Toyoda, J and Nagata, S. Interface Pressure Distribution in a BoltFlange Assembly, Trans. ASME, J. Mech. Design, 101: pp. 330-337, 1979.

KTM Duke Repair Manual. 2018. Disponível em < <https://www.ktmduke390forum.com/threads/ktm-duke-repair-manual.44017/> >. Acessado em: 15 de abr 2022.

KTM SPORTMOTORCYCLE GMBH. KTM Duke 390. KTM - READY TO RACE, 2017. Disponível em: < <https://www.ktm.com/en/naked/390-duke/naked/390-duke/Overview> >. Acesso em: 20 de fev. 2022.

Norma DIN 946 – Determination of Coefficient of Friction of Bolt/Nut Assemblies under specified conditions, 1991

Norma VDI 2230 -Systematic calculation of highly stressed bolted joints Joints with one cylindrical bolt, 2014.

Norton, Robert L. Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada. Tradução João Batista de Aguiar, José Manoel Aguiar et al. 4ª Edição, Porto Alegre. Editora Bookman, 2013.

O que é torque? IBR Redutores, 2017. Disponível em: < <https://www.redutoresibr.com.br/noticia/o-que-e-torque-> >. Acesso em 12 de ago. 2022.

Peterson, R. E. Stress-concentration factors. Nova York: John Wiley & Sons, 1974.

R. E. Peterson, Stress-concentration factors. John Wiley & Sons: New York, p. 253, 1974.

Shigley, J. E., MISCHE, C. R., BUDYNAS, R. G. 2008. Projeto de Engenharia Mecânica. 7ª edição. São Paulo: Bookman, 2008.

Silveira, Z.C. SEM 0326-Apontamentos de aula. SEM-EESC-USP, 2022.

Thread Rolling. Manufacturing Guide, 2023. Disponível em: < <https://www.manufacturingguide.com/en/thread-rolling> >. Acesso em: 03 de out. 2023.

What is the relationship between torque, preload and friction? NORD-LOCK GROUP, 2023 < <https://www.nord-lock.com/insights/bolting-tips/2019/torque-preload-friction> > Acesso em: 11 de mai. 2022.