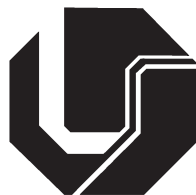


SAINT CLAIR ALVES NAVES

**MODELAGEM NUMÉRICA PARA PREDIÇÃO DA PERDA
DE PRÉ-TENSÃO EM JUNTAS APARAFUSADAS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2026

SAINT CLAIR ALVES NAVES

**MODELAGEM NUMÉRICA PARA PREDIÇÃO DA PERDA DE
PRÉ-TENSÃO EM JUNTAS APARAFUSADAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Materiais e Processos de Fabricação.

Linha de Pesquisa: Perda de Pré-Carga em Juntas Aparafusadas.

Orientador: Prof. Dr. Leonardo Rosa Ribeiro da Silva

Coorientador: Prof. Dr. Raphael Araujo Cardoso

Uberlândia – MG

2026

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

N323 Naves, Saint Clair Alves, 2000-
2026 Modelagem Numérica para Predição da Perda de Pré-Tensão em
Juntas Aparafusadas [recurso eletrônico] / Saint Clair Alves Naves.
- 2026.

Orientador: Leonardo Rosa Ribeiro da Silva.
Coorientador: Raphael Araujo Cardoso.
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Pós-graduação em Engenharia Mecânica.
Modo de acesso: Internet.
DOI <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2026.498>
Inclui bibliografia.
Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Silva, Leonardo Rosa Ribeiro da,
1991-, (Orient.). II. Cardoso, Raphael Araujo, 1989-, (Coorient.). III.
Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação em
Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica

Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-
MG, CEP 38400-902

Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico, número 688, PPGEM				
Data:	1º de julho de 2026	Hora de início:	09:00	Hora de encerramento:	11:15
Matrícula do Discente:	12422EMC003				
Nome do Discente:	Saint Clair Alves Naves				
Título do Trabalho:	Modelagem Numérica para Predição da Perda de Pré-Tensão em Juntas Aparafusadas				
Área de concentração:	Materiais e Processos de Fabricação				
Linha de pesquisa:	Tribologia e Materiais				
Projeto de Pesquisa de vinculação:	Metodologia para Quantificação de Perda de Aperto em Juntas Flangeadas sob Vibração Via Análise Experimental e Modelagem em Elementos Finitos				

Reuniu-se por videoconferência, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Washington Martins da Silva Junior - FEMEC/UFU; Artur Camposo Pereira - UFOP e Leonardo Rosa Ribeiro da Silva - FEMEC/UFU, orientador(a) do(a) candidato(a).

Iniciando os trabalhos o(a) presidente da mesa, Dr(a). Leonardo Rosa Ribeiro da Silva, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato(a), agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Leonardo Rosa Ribeiro da Silva, Professor(a) do Magistério Superior**, em 01/07/2026, às 15:03, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Artur Camposo Pereira, Usuário Externo**, em 01/07/2026, às 16:51, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Washington Martins da Silva Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 01/07/2026, às 17:33, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **7356451** e o código CRC **C82107D6**.

Referência: Processo nº 23117.035246/2026-38

SEI nº 7356451

SAINT CLAIR ALVES NAVES

**MODELAGEM NUMÉRICA PARA PREDIÇÃO DA PERDA DE
PRÉ-TENSÃO EM JUNTAS APARAFUSADAS**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Materiais e Processos de Fabricação.

Uberlândia, 2026.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Leonardo Rosa Ribeiro da Silva – (UFU)

Prof. Dr. Artur Camposo Pereira – (UFOP)

Prof. Dr. Washington Martins da Silva Junior – (UFU)

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Universidade Federal de Uberlândia (UFU) e à Faculdade de Engenharia Mecânica, pela estrutura e pelas condições oferecidas para a realização deste trabalho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC), pela oportunidade de desenvolvimento acadêmico e profissional ao longo do mestrado.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Leonardo Rosa Ribeiro da Silva, e ao meu coorientador, Prof. Dr. Raphael Araujo Cardoso, pela orientação, pela confiança depositada e pelos ensinamentos essenciais à concretização desta pesquisa.

Aos colegas do LTAD, pelo convívio, pelo apoio e pelas discussões que contribuíram para o desenvolvimento deste estudo.

Aos técnicos e engenheiros pelo suporte na preparação dos ensaios e na operação dos equipamentos experimentais.

À FAPEMIG (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais) e à PETROBRAS, pelo apoio financeiro e pelo fomento à pesquisa, fundamentais para a viabilização deste trabalho.

RESUMO

As juntas aparafusadas são amplamente empregadas em sistemas mecânicos e estruturais devido a características como versatilidade, facilidade de montagem e capacidade de suportar condições complexas de carregamento. Entretanto, sob carregamento dinâmico, essas juntas podem sofrer perda progressiva de pré-carga, fenômeno conhecido como autoafrouxamento, que compromete a integridade estrutural e pode resultar em falhas catastróficas. No presente trabalho conduz-se uma investigação experimental e numérica da perda de pré-carga em juntas aparafusadas submetidas a excitação dinâmica transversal. Desenvolve-se um aparato experimental composto por duas placas de aço do tipo flange conectadas por um estojo fabricado em aço ASTM A320 L7, instrumentado com extensômetros elétricos de resistência posicionados no interior de uma ranhura longitudinal usinada ao longo do eixo do parafuso, possibilitando o monitoramento contínuo e direto da evolução da pré-carga. O carregamento dinâmico foi aplicado por meio de uma máquina de ensaios servo-hidráulica operando sob controle de deslocamento, investigando-se três configurações distintas, com variação do diâmetro nominal do estojo e da frequência de excitação. Em paralelo, desenvolve-se um modelo de elementos finitos que contempla as interações de contato, os efeitos de atrito, a aplicação da pré-carga e as condições de carregamento transversal cíclico. Uma metodologia de correção do coeficiente de atrito baseada na área efetiva de contato entre filetes é proposta para compensar a idealização geométrica do modelo, no qual o contato simultâneo em ambos os flancos do filete superestima a resistência de atrito observada nos ensaios. O modelo corrigido reproduz com sucesso a redução progressiva da pré-carga para os três casos analisados, apresentando boa concordância com os resultados experimentais. Isso evidencia o papel determinante do coeficiente de atrito na interface dos filetes sobre o mecanismo de autoafrouxamento e demonstra o potencial do método dos elementos finitos como ferramenta complementar aos ensaios experimentais, viabilizando investigações paramétricas com menor custo operacional e maior flexibilidade de análise.

Palavras-chave: Juntas Aparafusadas; perda de pré-carga; autoafrouxamento; análise de elementos finitos; carregamento dinâmico.

ABSTRACT

Bolted joints are widely employed in mechanical and structural systems due to characteristics such as versatility, ease of assembly, and the ability to withstand complex loading conditions. However, under dynamic loading, these joints may experience a progressive loss of preload, a phenomenon known as self-loosening, which compromises structural integrity and may result in catastrophic failure. The present work conducts an experimental and numerical investigation of preload loss in bolted joints subjected to transverse dynamic excitation. An experimental apparatus was developed, consisting of two flange-type steel plates connected by a stud manufactured from ASTM A320 L7 steel, instrumented with electrical resistance strain gauges positioned inside a longitudinal groove machined along the bolt axis, enabling continuous and direct monitoring of preload evolution. Dynamic loading was applied using a servo-hydraulic testing machine operating under displacement control, with three distinct configurations investigated, varying the stud nominal diameter and the excitation frequency. In parallel, a finite element model was developed, incorporating contact interactions, frictional effects, preload application, and cyclic transverse loading conditions. A friction coefficient correction methodology based on the effective contact area between thread flanks is proposed to compensate for the geometric idealization of the model, in which simultaneous contact on both thread flanks overestimates the frictional resistance observed in the tests. The corrected model successfully reproduces the progressive preload reduction for all three investigated cases, showing good agreement with the experimental results. These findings highlight the decisive role of the thread interface friction coefficient in the self-loosening mechanism and demonstrate the potential of the finite element method as a complementary tool to experimental testing, enabling parametric investigations with lower operational costs and greater analytical flexibility.

Keywords: bolted joints; preload loss; self-loosening; finite element analysis; dynamic loading.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 –	Momento de desaperto atuante nos filetes do parafuso sem atuação de carga externa.	11
Figura 2.2 –	Representação da junta aparafusada sujeita a cargas dinâmicas transversais externas.	12
Figura 2.3 –	Sequência de estágios do afrouxamento rotacional em juntas aparafusadas submetidas a cargas dinâmicas transversais externas.	16
Figura 2.4 –	Distribuição de forças atuantes no parafuso sob carregamento transversal cíclico.	17
Figura 2.5 –	Forças atuantes na seção transversal do parafuso sob carregamento transversal cíclico.	18
Figura 3.1 –	Aparato experimental desenvolvido para ensaio de perda de pré-carga em juntas aparafusadas.	24
Figura 3.2 –	Vista explodida do aparato experimental desenvolvido para ensaio de perda de pré-carga em juntas aparafusadas.	26
Figura 3.3 –	Utilização dos extensômetros na seção transversal do parafuso.	27
Figura 3.4 –	Interface de aquisição de dados utilizada durante ensaio.	29
Figura 4.1 –	Descrição da metodologia em <i>script</i> empregada para construção do modelo de juntas aparafusadas em elementos finitos. Fonte: autoria, 2026. ...	32
Figura 4.2 –	Construção da malha bidimensional do filete em uma seção transversal do parafuso.	33
Figura 4.3 –	Perfil helicoidal do estojo. Fonte: autoria, 2026.	33
Figura 4.4 –	Refinamento do perfil helicoidal do estojo na região de interesse utilizando três elementos adicionais na direção radial.	34
Figura 4.5 –	Subseções axiais do cilindro interno do parafuso.	34
Figura 4.6 –	Construção da malha das subseções do cilindro interno do parafuso.	35
Figura 4.7 –	Unificação da malha de perfil helicoidal com a malha do cilindro interno do parafuso. Fonte: autoria, 2026.	35

Figura 4.8 – Montagem do conjunto completo da junta aparafusada utilizando o método de modelagem proposto por (FUKUOKA; NOMURA, 2008).	37
Figura 4.9 – Evolução da pré-carga durante a etapa de aperto da junta aparafusada.	38
Figura 4.10 – Distribuição das tensões de contato na interface parafuso-porca após a aplicação da pré-carga.	39
Figura 4.11 – a) Vista lateral do modelo simplificado do parafuso com perfil trapezoidal representando a rosca. b) Vista isométrica do modelo simplificado da porca com perfil trapezoidal representando a rosca interna.	40
Figura 4.12 – Refinamento adotado de malha na região de contato entre flange e porca...	41
Figura 4.13 – Montagem final do modelo simplificado da junta aparafusada.	42
Figura 4.14 – Distribuição de pressão de contato (CPRESS) nos filetes do parafuso para diferentes níveis de refinamento de malha.	46
Figura 4.15 – Curvas tensão-deformação de engenharia e verdadeira do aço ASTM A320 L7, com indicação dos pontos adotados na definição da plasticidade isotrópica do modelo numérico.	49
Figura 5.1 – Recorte transversal do contato entre os filetes parafuso-porca.	52
Figura 5.2 – Representação do filete da rosca métrica ISO.	56
Figura 6.1 – Evolução da pré-carga normalizada P/P_0 para os três casos analisados, utilizando o coeficiente de atrito experimental $\mu = 0,13$ aplicado a todas as interfaces.	58
Figura 6.2 – Visualização da área de contato entre os filetes do estojo e da porca no modelo numérico. As regiões em vermelho indicam superfícies em contato, enquanto as regiões em azul representam superfícies sem contato, evidenciando a idealização geométrica adotada na modelagem da interface roscada.	60
Figura 6.3 – Evolução da pré-carga normalizada P/P_0 para os três casos analisados, utilizando o coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$ nas interfaces dos filetes.	63
Figura 6.4 – Evolução do erro entre os resultados numéricos e experimentais para o caso C1 utilizando o coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$	65
Figura 6.5 – Evolução do erro entre os resultados numéricos e experimentais para o caso C2 utilizando o coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$	65
Figura 6.6 – Evolução do erro entre os resultados numéricos e experimentais para o caso C3 utilizando o coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Configurações de malha adotadas para a análise de convergência considerando os diferentes níveis de refinamento.	43
Tabela 4.2 – Resultados de força de reação no RP após aplicação de uma <i>bolt-load</i> de magnitude 105 kN na seção transversal do parafuso para os diferentes níveis de refinamento de malha.	43
Tabela 4.3 – Porcentagem de carga suportada pelo primeiro filete em relação à força de reação total.	44
Tabela 4.4 – Porcentagem de carga suportada pelo segundo filete em relação à força de reação total.....	44
Tabela 4.5 – Porcentagem de carga suportada pelo terceiro filete em relação à força de reação total.....	44
Tabela 4.6 – Casos de análise numérica considerados no estudo.....	47
Tabela 4.7 – Pontos da curva de endurecimento isotrópico adotada para o aço ASTM A320 L7.....	48
Tabela 4.8 – Parâmetros de pré-carga para os casos analisados.	49
Tabela 4.9 – Parâmetros de contato adotados nas interfaces do modelo numérico para cada caso de análise.	51
Tabela 6.1 – Dimensões geométricas dos filetes obtidas conforme ASME B1.1 para os diâmetros nominais analisados.	61
Tabela 6.2 – Comprimentos e áreas calculadas para os flancos dos filetes.	61
Tabela 6.3 – Métricas de erro entre as curvas numérica e experimental para os três casos analisados com coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$	64

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Símbolos:

A_{total}	Área de contato entre os filetes
A_t	Área resistente a tração da rosca
A_{exp}	Área efetiva de contato entre os filetes
A_{num}	Área de contato numérica entre os filetes
D	Diâmetro nominal da junta aparafusada
E	Módulo de elasticidade do material
F_p	Força de pré-carga (força de aperto inicial aplicada ao parafuso)
F_i	Força inicial
F_l	Força de afrouxamento
F_s	Força de cisalhamento
$F_{Transversal}$	Força transversal aplicada ao parafuso
f_{cr}	Força crítica de atrito
K	Fator de porca
k^*	Fator de escala de rigidez de contato
K_i	Constante de rigidez
L_s	Comprimento total da rosca
L_θ	Comprimento da hélice de um filete
M_b	Momento de flexão aplicado ao parafuso
N	Força normal de contato
p	Passo da rosca
p_n	Pressão de contato normal
R	Raio médio da rosca
R_{max}	Raio máximo do filete
R_{min}	Raio mínimo do filete
$R_{pn,n}$	Forças de reação originadas devido a pré-carga
$R_{pn,l}$	Forças de reação originadas com componente tangencial

S_p	Carga de prova do material
T	Torque aplicado na junta aparafusada
T_l	Torque de afrouxamento

Símbolos gregos:

μ	Coeficiente de atrito entre as superfícies de contato (rosca ou superfície de apoio)
μ_{corr}	Coeficiente de atrito corrigido para a área efetiva de contato
ν	Coeficiente de Poisson do material
η	Fator de correção associado à razão entre a área efetiva
θ	Coordenada angular ao longo do flanco do filete
ϕ	Ângulo de inclinação do flanco do filete
ρ	Diâmetro circular da porção arredondada do filete
σ	Tensão normal
τ_{eff}	Tensão de cisalhamento efetiva
τ_{crit}	Tensão de cisalhamento crítica
σ_{verd}	Tensão verdadeira
σ_{eng}	Tensão de engenharia
ϵ_{verd}	Deformação verdadeira
ϵ_{eng}	Deformação de engenharia

Abreviaturas:

RP	Ponto de Referência
MEF	Método dos Elementos Finitos
CPRESS	Pressão de contato
RMSE	Raiz do Erro Quadrático Médio
MAE	Erro Absoluto Médio
E_{max}	Erro máximo

SUMÁRIO

CAPÍTULO I: INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivo Geral.....	3
1.2 Justificativa	4
1.3 Estrutura do Trabalho	4
CAPÍTULO II: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1 Tipos de esforços atuantes em juntas aparafusadas	7
2.2 Força de Aperto	8
2.3 Mecanismo de iniciação do autoafrouxamento em juntas aparafusadas	10
2.4 Autoafrouxamento	12
2.4.1 <i>Afrouxamento Não Rotacional</i>	<i>13</i>
2.4.2 <i>Afrouxamento Rotacional</i>	<i>15</i>
2.5 Distribuição de Contato e Geração de Torque de Afrouxamento	17
2.6 Estudo da perda de pré-carga em ensaios experimentais	19
2.7 Simulação por Elementos Finitos Aplicada à Análise de Autoafrouxamento	20
CAPÍTULO III: METODOLOGIA EXPERIMENTAL	23
3.1 Aparato Experimental	23
3.2 Instrumentação da Junta Aparafusada	27
3.3 Sistema de Aquisição e Controle	28
3.4 Procedimento Experimental	29
CAPÍTULO IV: Modelagem Numérica por Elementos Finitos.....	30
4.1 Perfil Proposto pelo Modelo Fukuoka	30
4.2 Construção da Geometria do Modelo Numérico Simplificado.....	39
4.3 Análise e Convergência de Malha	41
4.4 Reprodução Numérica do Ensaio Experimental	47
4.4.1 <i>Geometria e Propriedades do Material</i>	<i>47</i>
4.4.2 <i>Parâmetros da Pré-Carga</i>	<i>49</i>

4.4.3	<i>Condições de Contato</i>	50
4.4.4	<i>Sequência de Steps e Condições de Contorno</i>	50
CAPÍTULO V: Fator de Correção do Coeficiente de Atrito Baseado na Área Efetiva de Contato entre Filetes		52
CAPÍTULO VI: RESULTADOS E DISCUSSÃO		57
6.1	Resultados com Coeficiente de Atrito Experimental	57
6.2	Cálculo do Fator de Correção do Coeficiente de Atrito	59
6.3	Resultados com Coeficiente de Atrito Corrigido	62
CAPÍTULO VII: CONCLUSÕES		68
7.1	Sugestões para Trabalhos Futuros	69
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		71

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

As juntas aparafusadas são sistemas de fixação mecânica amplamente utilizados para unir componentes estruturais por meio da aplicação de elementos roscados, como parafusos e porcas. Estes, desempenham um papel central na integridade estrutural de sistemas mecânicos, civis e industriais, figurando entre os métodos de união mais difundidos devido à versatilidade, capacidade de desmontagem e viabilidade econômica (JUVINALL; MARSHEK, 2012). Possuem como principal função garantir a integridade da união por meio da geração de uma força axial interna, conhecida como pré-carga, induzida durante o processo de aperto e que, por sua vez, promove a compressão entre os elementos conectados, permitindo que cargas externas sejam transmitidas de forma eficiente, frequentemente por meio do atrito entre as superfícies em contato (BICKFORD, 2007). Esse estado inicial de carregamento controla grande parte do comportamento subsequente da junta, uma pré-carga insuficiente pode levar ao escorregamento relativo entre as superfícies, promovendo desgaste, autoafrouxamento e decaimento acelerado, enquanto uma pré-carga excessiva pode induzir escoamento localizado, falhas por tração e perda irreversível de resistência (NORTON, 2013).

A obtenção de uma pré-carga adequada, porém, não encerra o problema. Uma vez em serviço, a junta passa a interagir com fenômenos como relaxação térmica, fluência, embutimento superficial, corrosão galvânica, vibrações, excitação dinâmica e carregamentos altamente variáveis no tempo, todos contribuindo para a perda gradual do estado de aperto e, conseqüentemente, para o aumento do risco de falha (YANG; BAI; DING, 2023). Apesar de aparente simplicidade, essas conexões são elementos críticos cuja confiabilidade depende de interações complexas entre materiais, carregamentos, condições ambientais e processos de aperto.

Em setores como a indústria de óleo e gás, conexões roscadas são amplamente utilizadas em operações *onshore* e *offshore*, especialmente em colunas de perfuração e revestimento de poços, onde a necessidade de montagem e desmontagem frequente inviabiliza o uso de juntas permanentes (BEHESHTI, 2017). Apesar dessa ampla aplicação, falhas associadas a carregamentos cíclicos e perda de integridade estrutural têm sido historicamente responsáveis por acidentes de grandes

proporções, como o colapso da plataforma de petróleo Alexander L. Kielland na Noruega e a falha estrutural da passarela suspensa Hyatt Regency Walkway nos Estados Unidos, evidenciando que a perda progressiva por fadiga e a incapacidade de manter condições adequadas de carregamento podem levar a consequências catastróficas (ALEXANDER, 1993; MONCARZ; TAYLOR, 2000).

Diante do potencial de falhas associadas às juntas aparafusadas, torna-se fundamental compreender, de forma sistemática, os mecanismos que governam a perda de pré-carga e a evolução dos danos ao longo do tempo. Essa compreensão exige a análise isolada dos diferentes fenômenos envolvidos, como atrito, deformações locais, excitações dinâmicas e variações de carregamento, o que só é possível em ambientes controlados. Nesse contexto, ensaios experimentais em bancada têm sido amplamente utilizados como ferramenta para investigar o comportamento dessas juntas sob condições representativas de serviço, permitindo a reprodução de carregamentos cíclicos, vibrações e deslocamentos relativos entre os componentes (DIN 6151, 2002; ISO 16130, 2015).

Entre os diferentes arranjos experimentais, destacam-se as bancadas do tipo Junker, projetadas para avaliar o fenômeno de autoafrouxamento por meio da aplicação de deslocamentos transversais cíclicos, considerados um dos mecanismos mais críticos para a perda de pré-carga (JUNKER, 1972). Nesses sistemas, a junta aparafusada é submetida a excitações controladas que promovem microdeslizamentos nas interfaces de contato, possibilitando o monitoramento da evolução da força de aperto ao longo do tempo. No presente trabalho, adota-se uma abordagem baseada nesse tipo de configuração experimental, na qual flanges são submetidas a deslocamentos transversais periódicos, permitindo a análise detalhada da diminuição da pré-carga em condições controladas e reproduzíveis.

Embora os ensaios experimentais em bancada sejam fundamentais para a compreensão do comportamento de juntas aparafusadas, sua execução pode envolver elevados custos, tempo de preparação significativo e limitações quanto à instrumentação e ao controle de todas as variáveis envolvidas. Nesse contexto, o uso de simulações numéricas surge como uma alternativa e, sobretudo, como uma ferramenta complementar de grande relevância. Por meio de modelos computacionais, é possível investigar o comportamento da junta sob diferentes condições de carregamento, propriedades de contato e parâmetros geométricos, permitindo a realização de análises paramétricas extensivas com maior flexibilidade e menor custo operacional (FUKUOKA, 2022). Além disso, simulações possibilitam o acesso a grandezas de difícil medição experimental, como distribuições internas de tensão, deformação e pressão de contato.

Dentre as técnicas numéricas, a simulação por meio do Método dos Elementos Finitos (MEF) é amplamente utilizada neste trabalho para o estudo da manutenção da pré-carga ao longo do ciclo de vida da junta. O MEF consiste na discretização do domínio contínuo em um conjunto finito de elementos interconectados, nos quais as equações de equilíbrio são resolvidas de forma aproximada, permitindo a obtenção do campo de tensões e deformações no sistema analisado (BATHE, 2006).

No contexto de juntas aparafusadas, essa abordagem possibilita a modelagem detalhada das roscas, das interfaces de contato e dos efeitos de atrito, bem como a simulação do processo de aperto e da aplicação de carregamentos externos. Entretanto, o MEF também apresenta limitações, como o elevado custo computacional associado a modelos tridimensionais detalhados, a sensibilidade a parâmetros numéricos (malha, algoritmos de contato, coeficientes de atrito) e a necessidade de validação experimental para garantir a confiabilidade dos resultados (COOK et al., 2007).

Dessa forma, embora o método dos elementos finitos se apresente como uma boa ferramenta para a análise do comportamento de juntas aparafusadas, a correta aplicação depende da adequada representação das condições reais de carregamento e contato, bem como da validação dos resultados obtidos frente a dados experimentais. Nesse sentido, torna-se particularmente relevante o desenvolvimento de modelos numéricos capazes de reproduzir, com fidelidade, fenômenos complexos como a perda progressiva de pré-carga sob carregamentos dinâmicos, o qual será o objetivo central durante todo este trabalho.

1.1 Objetivo Geral

Diante desse contexto, o presente trabalho tem como objetivo principal reproduzir numericamente o fenômeno de perda de pré-carga em juntas aparafusadas submetidas a carregamentos transversais cíclicos, em condições análogas às observadas em ensaios experimentais de bancada. Busca-se, portanto, desenvolver um modelo numérico capaz de representar o comportamento mecânico da junta, incluindo a aplicação de pré-carga por meio do aperto controlado e a evolução do estado de tensões ao longo da solicitação dinâmica.

De forma específica, o presente trabalho tem como objetivos:

- Desenvolver um modelo numérico capaz de representar o comportamento mecânico da junta aparafusada, incluindo a aplicação da pré-carga por meio do aperto controlado e a evolução do estado de tensões ao longo da solicitação dinâmica;
- Identificar e acompanhar a redução da força de aperto ao longo do tempo, permitindo a análise dos mecanismos associados à perda de pré-carga;
- Reproduzir o fenômeno de perda de pré-carga sob diferentes condições operacionais, viabilizando a realização de estudos paramétricos e a avaliação da influência de variáveis como atrito, amplitude de carregamento e condições de contato;
- Estabelecer uma comparação qualitativa e quantitativa entre os resultados numéricos e experimentais, avaliando a capacidade preditiva do modelo desenvolvido por meio da concordância

entre as curvas de evolução da pré-carga, das tendências de decaimento e dos valores residuais ao final do intervalo analisado.

1.2 Justificativa

A motivação para o desenvolvimento deste trabalho está diretamente relacionada à complexidade envolvida na análise do comportamento de juntas aparafusadas, especialmente no que se refere à perda de pré-carga sob carregamentos dinâmicos. Ensaio experimentais, embora essenciais, apresentam limitações associadas a custos, tempo de execução e restrições na instrumentação, dificultando a investigação detalhada de todos os fenômenos envolvidos no processo.

Nesse contexto, a utilização do método dos elementos finitos como ferramenta de análise se mostra justificável, uma vez que permite a reprodução controlada do comportamento da junta, possibilitando a investigação de variáveis de difícil acesso experimental. A capacidade de simular o fenômeno de perda de pré-carga de forma repetitiva e sob diferentes condições contribui significativamente para o entendimento dos mecanismos físicos envolvidos, como o deslizamento relativo nas interfaces de contato, a redistribuição de tensões e a influência do atrito.

Além disso, a construção de um modelo numérico validado experimentalmente amplia as possibilidades de aplicação prática, permitindo sua utilização como ferramenta de apoio ao projeto e à análise de juntas aparafusadas em diferentes contextos industriais. Dessa forma, o presente estudo se justifica não apenas pelo avanço no entendimento do fenômeno, mas também pelo potencial de aplicação dos resultados no desenvolvimento de soluções mais seguras e eficientes para sistemas de fixação mecânica.

1.3 Estrutura do Trabalho

Para compreensão do desenvolvimento deste trabalho, a estrutura adotada é organizada em sete capítulos, estruturados conforme descrito a seguir.

O Capítulo II apresenta a revisão bibliográfica, na qual são abordados os fundamentos teóricos necessários para a compreensão do problema. São discutidos os tipos de esforços atuantes em juntas aparafusadas, o conceito de força de aperto, os mecanismos de iniciação do autoafrouxamento, as modalidades de afrouxamento rotacional e não rotacional, a distribuição de contato e geração de torque de afrouxamento, os principais métodos experimentais utilizados na literatura e as abordagens de simulação numérica por elementos finitos aplicadas à análise do fenômeno.

O Capítulo III descreve a metodologia experimental adotada, incluindo a concepção e montagem do aparato experimental, a instrumentação da junta aparafusada com extensômetros elétricos de resistência, o sistema de aquisição e controle de dados e o procedimento experimental empregado

nos ensaios.

O Capítulo IV apresenta a modelagem numérica por elementos finitos. Inicialmente, descreve-se uma primeira abordagem de modelagem geométrica dos filetes, desenvolvida com base na metodologia proposta por Fukuoka e Nomura (2008), capaz de reconstruir a geometria helicoidal com malha estruturada e distribuição de pressão de contato mais uniforme, incluindo a estrutura computacional implementada em Python para geração automática da malha. Em seguida, discute-se o elevado custo computacional associado a essa abordagem, que motivou a adoção de um modelo de geometria simplificada para as análises sob carregamento dinâmico. Apresenta-se, então, a construção da geometria do modelo simplificado, o estudo de convergência de malha, a definição das propriedades do material, os parâmetros de pré-carga, as condições de contato e a sequência de etapas de simulação adotada para reproduzir o ensaio experimental.

O Capítulo V desenvolve a metodologia de correção do coeficiente de atrito baseada na área efetiva de contato entre filetes, apresentando a formulação geométrica proposta e a determinação do fator de correção aplicado ao modelo numérico.

O Capítulo VI apresenta e discute os resultados obtidos, comparando as respostas numéricas e experimentais para os três casos analisados, tanto com o coeficiente de atrito experimental quanto com o coeficiente corrigido.

O Capítulo VII expõe as conclusões do trabalho, sintetizando os principais resultados alcançados, as limitações identificadas na formulação numérica e as sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esse tipo de conexão (juntas aparafusadas) envolve geralmente um parafuso, porcas e arruelas. A principal finalidade dessas juntas consiste em garantir a transmissão de esforços entre componentes, por meio de pré-carga, atrito ou contato direto entre superfícies (NORTON, 2013). A aplicação de pré-carga provoca compressão nas peças unidas e tensão no parafuso, sendo essencial para assegurar que as forças externas sejam transmitidas de maneira adequada e evitar o autoafrouxamento, o deslizamento ou falhas por fadiga (SHIGLEY; BUDYNAS; NISBETT, 2015). Nesse contexto, a pré-carga não apenas contribui para a integridade estrutural da junta, mas também estabelece o estado de contato entre as superfícies acopladas, permitindo que os esforços sejam predominantemente transmitidos por atrito. Assim, a eficiência da junta está diretamente relacionada à capacidade de manter essa condição de compressão ao longo do serviço, o que conduz ao conceito central de funcionamento dessas conexões. O princípio fundamental de uma junta aparafusada é a aplicação de uma força de aperto, responsável por manter os elementos unidos. Nesse sentido, ao se adquirir um parafuso, busca-se essencialmente a capacidade de garantir e sustentar essa carga.

Segundo normas técnicas amplamente adotadas, como ASTM, ASME, SAE International e ISO, os elementos de fixação são regulados por especificações normativas que asseguram a qualidade e a confiabilidade do produto final. Nesse contexto, a ampla utilização dessas junções se dá por múltiplos fatores: permitir a montagem e desmontagem, manutenção, substituição de componentes, além de apresentar boa capacidade de suportar cargas e adaptação a diferentes materiais e geometrias. De modo geral, as cargas atuantes podem ser classificadas em esforços de tração, cisalhamento ou em uma combinação de ambos, dependendo da direção e natureza das forças externas (BICKFORD, 1998).

Diante desse contexto, a compreensão do fenômeno de autoafrouxamento torna-se fundamental para a análise da confiabilidade dessas juntas sob condições reais de serviço. Assim, esta revisão bibliográfica está organizada de forma a conduzir o leitor desde os conceitos fundamentais até as abordagens mais avançadas de análise.

Inicialmente, são apresentados na Seção 2.1 os tipos de esforços atuantes nas juntas aparafusadas, com ênfase em carregamentos de tração e cisalhamento, seguidos por uma discussão detalhada sobre o conceito de força de aperto e a importância na manutenção da integridade da junta na Seção 2.2. Na sequência, Seção 2.3 aborda-se o mecanismo de iniciação do autoafrouxamento, destacando as condições necessárias para o início do deslizamento nas interfaces de contato. A partir dessa base, são discutidos na Seção 2.4, os modos de autoafrouxamento, classificados em não rotacional (2.4.1) e rotacional (2.4.2), evidenciando as eventuais diferenças físicas e implicações práticas. Posteriormente, é apresentada na Seção 2.5 uma análise mais aprofundada do fenômeno por meio do estudo da distribuição de contato nas interfaces e relação com a geração do torque de afrouxamento, aspecto central para a evolução do processo. Em seguida, são revisados na Seção 2.6 os principais métodos experimentais utilizados na literatura para investigação do problema, com foco no estudo da perda de pré-carga em ensaios controlados. Por fim, são discutidas na Seção 2.7 as abordagens numéricas, com destaque para a simulação por elementos finitos aplicada à análise do autoafrouxamento, permitindo a reprodução e compreensão detalhada dos mecanismos envolvidos.

2.1 Tipos de esforços atuantes em juntas aparafusadas

Em juntas de tração, os parafusos atuam principalmente para garantir que as peças fixadas da junta permaneçam comprimidos, impedindo a separação ou abertura da interface. Nesses casos, a pré-carga aplicada ao parafuso durante a montagem é fundamental, pois gera a força de aperto necessária para suportar cargas externas, evitando vazamentos, folgas e o autoafrouxamento por vibração ou ciclos térmicos (PAI; HESS, 2002). Por outro lado, em juntas submetidas ao cisalhamento, o principal objetivo do parafuso é impedir o deslizamento relativo entre as peças da junta na direção da força aplicada.

Nesse tipo de situação, o desempenho estrutural pode ocorrer por dois mecanismos distintos: Os parafusos absorvem diretamente a carga, resistindo ao cisalhamento aplicado. Nessa configuração, a integridade da junta depende principalmente da resistência dos parafusos e dos materiais dos membros da junta, do contrário, o deslizamento é evitado por atrito. Esse atrito é gerado pela força de aperto produzida pelos parafusos tensionados durante a montagem. Nesse tipo de junta, o parafuso funciona como um elemento de geração e manutenção de força, o desempenho depende da magnitude e da estabilidade dessa força ao longo do tempo. Quanto maior a pré-carga, maior será a força normal entre as superfícies de contato e, consequentemente, maior será a capacidade da junta de resistir ao cisalhamento sem escorregar. A manutenção dessa pré-carga é especialmente importante porque o autoafrouxamento é fortemente influenciado pelos mecanismos de deslizamento entre as superfícies da junta.

Estudos clássicos mostraram que carregamentos transversais são particularmente críticos para

induzir o afrouxamento (JUNKER, 1972; HOUSARI; NASSAR, 2006). Pai e Hess (2002), Pai e Hess (2003) evidenciam que o deslizamento completo não é necessário para que o afrouxamento ocorra: deslizamentos localizados, tanto nos filetes quanto sob a cabeça do parafuso, podem ser suficientes para iniciar o processo. Além disso, o deslizamento completo pode emergir gradualmente a partir da acumulação de pequenos deslizamentos elásticos ao longo do tempo. A análise mostrou ainda que esses processos são pouco sensíveis à frequência de excitação, mas altamente dependentes da amplitude da carga aplicada.

Coincidentemente, o nível de tensão presente no parafuso precisa ser suficientemente elevado para evitar o autoafrouxamento quando o conjunto está exposto a vibrações, impactos ou ciclos térmicos. Em muitos casos, valores elevados de pré-carga também reduzem a suscetibilidade à fadiga, embora possam aumentar a vulnerabilidade à fratura sob tensões residuais ou ambientes agressivos. Em geral, busca-se que o parafuso carregado em tração exerça a maior força de aperto possível, desde que respeitados os limites do próprio elemento de fixação e da junta. Com relação à integridade, o parâmetro mais relevante é a tensão axial aplicada ao elemento de fixação. Assim, tanto a força de aperto entre as peças de fixação da junta quanto a tensão no parafuso devem ser controladas para garantir o funcionamento adequado.

2.2 Força de Aperto

A força de aperto é inicialmente gerada durante o processo de montagem, quando o parafuso é tensionado pela aplicação de torque no seu cabeçote ou na porca. Apesar de pequenas deformações plásticas poderem ocorrer nos filetes durante o aperto, o parafuso e as demais peças apresentam, em sua maioria, comportamento elástico. Nesse processo, a junta apresenta uma compressão relativamente pequena, enquanto o parafuso se alonga de maneira mais significativa. Esse comportamento pode ser interpretado analogamente a um sistema de molas: as peças fixadas comprimem-se e o parafuso alonga-se, todos armazenando energia elástica. Após a remoção da ferramenta de montagem, é essa energia armazenada que mantém a força de aperto no conjunto, tornando a junta aparafusada um sistema ativo, cuja eficiência depende diretamente da energia elástica introduzida durante o processo de aperto.

Para a maioria das aplicações, parafusos e conjuntos porca-parafuso devem ser apertados de modo a gerar uma força inicial F_i próxima da carga de prova, definida como a máxima força axial que não produz deformação permanente mensurável (ASTM F606/F606M, 2021). Essa carga de prova é ligeiramente inferior à força correspondente ao alongamento associado ao limite convencional de escoamento (0,2 % de deformação plástica). Nessa perspectiva, a força inicial é comumente especificada por meio da Equação (2.1).

$$F_i = K_i A_t S_p \quad (2.1)$$

Na Equação (2.1), A_t é a área resistente à tração da rosca, S_p é a carga de prova do material e K_i é um coeficiente que tipicamente varia entre 0,75 e 1,0. Para aplicações usuais envolvendo carregamentos, recomenda-se frequentemente adotar $K_i \approx 0,9$ (JUVINALL; MARSHEK, 2012), de modo que:

$$F_i = 0,9 A_t S_p \quad (2.2)$$

De acordo com Yan et al. (2024), diferentes práticas podem ser adotadas para aplicar a força de pré-carga em juntas aparafusadas, dentre estas: torque, ângulo de torque, limite de escoamento ou resistência e medição da deformação do parafuso. Entretanto, controlar a pré-carga durante o processo de aperto não é trivial. A obtenção da força de aperto desejada é dificultada por inúmeros fatores e incertezas associados tanto ao conjunto aparafusado quanto ao procedimento de montagem. Entre esses fatores estão as propriedades e condições superficiais dos materiais, a configuração geométrica da junta, a presença de gaxetas, as características dos elementos de fixação (material, geometria, revestimentos e lubrificação), além da precisão das ferramentas utilizadas, da estratégia de montagem adotada e das condições ambientais. Dentre os métodos existentes, o controle por torque destaca-se por apresentar simplicidade e facilidade de implementação. Nessa abordagem, a pré-carga não é medida diretamente, é inferida a partir do torque aplicado ao girar a cabeça do parafuso ou a porca até um valor especificado. Matematicamente, o torque T aplicado é estimado pela Equação (2.3) (SHIGLEY; BUDYNAS; NISBETT, 2015).

$$T = K D F_i \quad (2.3)$$

Na Equação (2.3), D é o diâmetro nominal e K o fator de porca.

Valores típicos de K para diferentes condições de superfície e lubrificação encontram-se em Bickford (2007), Yu, Yang e Zhou (2018).

Contudo, essa abordagem simplificada não considera diversos fatores que influenciam a relação entre torque e pré-carga, incluindo a geometria da rosca, o atrito na interface entre a cabeça do parafuso e a superfície de apoio e o atrito entre os filetes da rosca do parafuso e da porca. Em uma formulação mais abrangente, a norma ISO 16047 (2005) destaca uma metodologia para determinar experimentalmente. Além disso, a pré-carga costuma ser especificada como uma fração da resistência à tração ou do limite de escoamento (frequentemente adotada 75 % desse valor).

A adoção de níveis elevados de pré-carga inicial em juntas aparafusadas é justificada por diversos fatores mecânicos. Quando a junta é submetida a esforços que tendem a separar os componentes rígidos, a carga adicional que o parafuso pode suportar sem que ocorra separação efetiva é limitada.

Assim, quanto maior a tensão inicial aplicada ao parafuso, menor a probabilidade de que a abertura da junta aconteça durante o carregamento. Da mesma forma, em situações nas quais se predominam esforços de cisalhamento, uma pré-carga elevada aumenta significativamente as forças de atrito nas superfícies de contato. Esse atrito adicional atua resistindo ao deslizamento relativo entre as partes, reduzindo a solicitação direta de cisalhamento no parafuso (PAI; HESS, 2002). Outro aspecto importante é que o processo de aperto induz não apenas tração, mas também uma componente de torção no corpo do parafuso. Durante os primeiros ciclos de uso, é comum que ocorra um pequeno “relaxamento” dessa torção devido ao microdeslizamento entre os filetes, o que reduz parcialmente a tensão torsional remanescente, esse fenômeno será melhor abordado na seção 2.3 deste documento.

2.3 Mecanismo de iniciação do autoafrouxamento em juntas aparafusadas

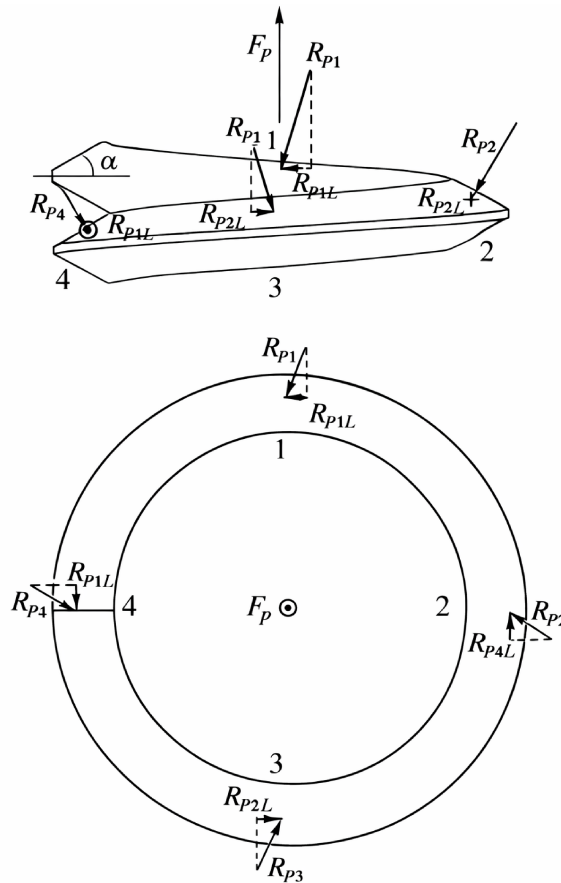
O início do fenômeno de autoafrouxamento em juntas aparafusadas está diretamente associado à ocorrência de deslizamento relativo nas superfícies de contato do sistema, especialmente nas interfaces entre os filetes de rosca/parafuso e entre a superfície de apoio da porca com o componente fixado. De forma geral, o afrouxamento não ocorre de maneira instantânea, mas resulta de um processo progressivo governado pelas condições que levam ao início do deslizamento tangencial nessas interfaces (PAI; HESS, 2002).

Do ponto de vista mecânico, a condição fundamental para que ocorra deslizamento entre duas superfícies em contato é que a resultante das forças tangenciais atuantes supere a força máxima de atrito disponível. Essa força de atrito é proporcional à força normal de contato entre as superfícies e ao coeficiente de atrito do par de materiais. Assim, o início do movimento relativo depende diretamente da relação entre forças tangenciais aplicadas e a capacidade resistente ao deslizamento fornecida pelo atrito. No caso específico de juntas aparafusadas, duas condições devem ser simultaneamente satisfeitas para que o autoafrouxamento seja iniciado.

Primeiramente, deve existir um momento atuando no sentido de desaperto do parafuso. Esse momento está sempre presente, mesmo na ausência de carregamentos externos, devido à geometria helicoidal da rosca. A pré-carga aplicada ao parafuso gera forças de reação nas superfícies das roscas, cujas componentes tangenciais produzem naturalmente um momento no sentido de rotação de desaperto (Figura 2.1). Como ilustrado, $R_{pn,n=1,...,4}$ são as forças de reação originadas devido à pré-carga F_p e as componentes tangenciais $R_{pnL,n=1,...,4}$ contribuintes para o momento de desaperto em relação ao eixo axial do parafuso. Adicionalmente, parte do torque aplicado durante o aperto permanece armazenado como energia de torção no corpo do parafuso, contribuindo para esse momento inicial de desaperto.

Entretanto, na condição estática, esse momento de desaperto é equilibrado pelas forças de atrito nas interfaces de contato, impedindo o movimento relativo. Dessa forma, a segunda condição

Figura 2.1 – Momento de desaperto atuante nos filetes do parafuso sem atuação de carga externa.

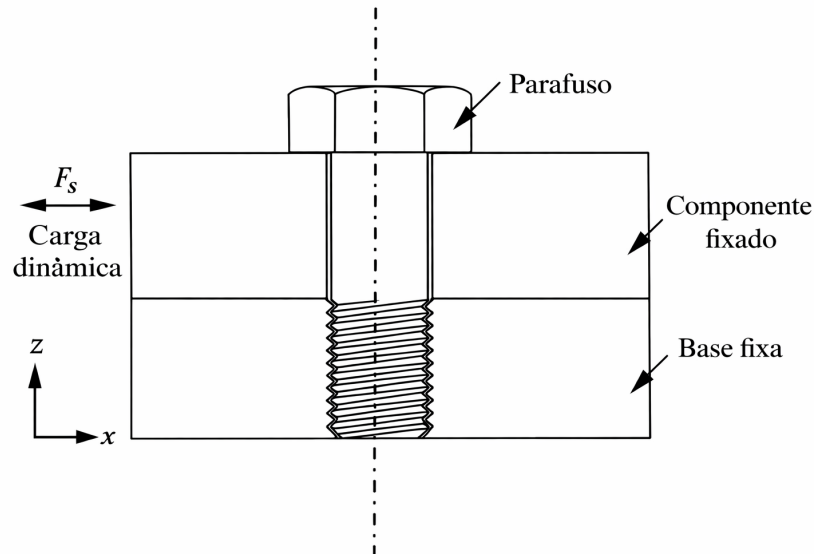


Fonte: Pai e Hess (2002).

necessária para o início do afrouxamento é a superação dessas forças de atrito. Essa condição é tipicamente atendida quando a junta é submetida a carregamentos externos, especialmente cargas dinâmicas de natureza transversal (cisalhante), conforme apresentado na Figura 2.2.

Quando um carregamento de cisalhamento é aplicado, ele introduz componentes de força tangenciais nas interfaces de contato, tanto na interface filete/filete quanto no componente fixado. Além disso, esse carregamento pode alterar a distribuição das forças normais de contato, aumentando-as em algumas regiões e reduzindo-as em outras. Como a força de atrito depende da força normal, essa redistribuição pode criar regiões onde a resistência ao deslizamento é significativamente reduzida, favorecendo o início do movimento relativo (JUNKER, 1972). Outro efeito relevante associado ao carregamento transversal é a indução de momentos fletores no parafuso. A flexão do elemento roscado promove variações adicionais nas forças de contato ao longo das interfaces, podendo inclusive levar à perda de contato em determinadas regiões. Esse efeito contribui para a redução local da força de atrito e, conseqüentemente, facilita o início do deslizamento.

Figura 2.2 – Representação da junta aparafusada sujeita a cargas dinâmicas transversais externas.



Fonte: Pai e Hess (2002).

Assim, o mecanismo de iniciação do autoafrouxamento em juntas aparafusadas é um processo complexo que envolve a interação entre forças tangenciais induzidas por carregamentos externos e as forças de atrito geradas pela pré-carga. A superação dessas forças de atrito, especialmente sob condições de vibração ou cargas dinâmicas, é o passo crítico para o início do movimento relativo entre as partes da junta, dando início ao processo de afrouxamento progressivo.

2.4 Autoafrouxamento

O fenômeno de redução gradual da pré-carga em juntas aparafusadas, conhecido como *Bolt Preload Loss* (BPL) ou autoafrouxamento, representa um desafio crítico e conhecido no projeto e na operação de sistemas mecânicos.

Koga (1970) destacou que vibrações contínuas, impactos cíclicos e deformações plásticas localizadas podem induzir uma perda progressiva dessa tensão, reduzindo a confiabilidade estrutural e aumentando a probabilidade de falhas. Assim, a correta previsão da evolução temporal da tensão torna-se essencial para garantir que os cálculos de projeto incorporem de forma adequada essa perda e que se mantenham margens de segurança adequadas.

Bickford (2007) reforça que uma pré-carga inadequada, seja insuficiente ou excessiva, pode acarretar uma série de problemas, como falhas estáticas, perda de aperto por vibração, redução da vida em fadiga, trincas por corrosão sob tensão, separação ou escorregamento da junta, além de

penalizações de massa e custo. Por essas razões, o comportamento de autoafrouxamento tem sido amplamente estudado ao longo das últimas décadas.

A literatura registra diversos esforços para compreender e modelar o BPL, muitos deles fundamentados em experimentos clássicos, que definiram critérios essenciais para o autoafrouxamento sob condições de vibração (JUNKER, 1972). Zhu, Hong e Jiang (2016) propuseram equações de torque-pré-carga para estimar o desempenho contra o autoafrouxamento e controlar os níveis de pré-carga em fixadores roscados. Zhang et al. (2018) investigaram o impacto do atrito no desgaste dos filetes de roscas durante o comportamento de autoafrouxamento. Alguns trabalhos enfatizaram especificamente em cargas axiais cíclicas em juntas aparafusadas (MA; LI, 2025; LIU et al., 2016; LIU et al., 2017), enquanto outros estudos focaram em vibrações transversais (ROUSSEAU; BOUZID, 2025; JIANG et al., 2004; ZHANG et al., 2018), além de cargas torcionais e de alavancagem, que também contribuem para o afrouxamento induzido por vibrações.

De modo geral, 85 a 90 % do torque aplicado durante o aperto é usado para vencer o atrito nas interfaces de contato, especialmente nos filetes da rosca e na superfície de apoio, sendo essa energia dissipada na forma de calor e apenas uma fração remanescente, tipicamente entre 10–15 %, contribui efetivamente para a geração da pré-carga no parafuso (ROUSSEAU; BOUZID, 2024).

O autoafrouxamento pode ser dividido em duas categorias, conforme descrito por Gong et al. (2022). A primeira é o afrouxamento não rotacional, no qual a pré-carga diminui gradualmente sem que ocorra giro reverso entre porca e parafuso, esse comportamento está associado a fenômenos como deformação plástica, fluência do material e desgaste por contato. Nessa etapa inicial, há formação de plasticidade localizada nas regiões próximas às raízes das roscas engatadas, sobretudo nas primeiras, onde se concentram as maiores tensões (LIU et al., 2017). A literatura evidencia que o primeiro filete de rosca recebe a maior parte da carga total, tornando-se a mais suscetível a danos e provocando uma redistribuição das tensões ao longo do conjunto, o que contribui para a redução gradual da pré-carga Guan et al. (2015). A segunda categoria é o afrouxamento rotacional, caracterizado por uma queda rápida da pré-carga devido à rotação relativa entre porca e parafuso, geralmente provocada por vibrações axiais, transversais, torcionais ou por carregamentos de impacto. A seguir destaca-se melhor cada um desses fenômenos.

2.4.1 Afrouxamento Não Rotacional

O afrouxamento não rotacional ocorre quando a pré-carga aplicada a uma junta parafusada diminui ao longo do tempo sem que haja rotação do parafuso ou da porca, ou seja, sem o movimento de desaperto. Esse fenômeno está associado à deformação progressiva dos materiais do fixador e dos componentes da junta, levando à redução da força de aperto mesmo que o conjunto pareça mecanicamente estável. Em geral, essa perda de pré-carga resulta de mecanismos internos de acomodação,

deformação dependente do tempo, efeitos térmicos ou compressão de camadas intermediárias, que acabam diminuindo a força de compressão originalmente aplicada. Entre os principais processos envolvidos estão: relaxação da junta, fluência do material, assentamento inicial, variações térmicas e efeitos hidrodinâmicos em juntas com gaxetas (GONG et al., 2022).

A relaxação é um dos mecanismos mais comuns. Esta ocorre quando os materiais comprimidos pela força de aperto passam por rearranjos microestruturais ou deformações irreversíveis que reduzem gradualmente a carga sustentada pelo parafuso e é influenciada pela natureza do material, pela rugosidade das superfícies e pela temperatura de operação. Materiais viscoelásticos ou relativamente macios, como borrachas, polímeros, cobre, alumínio e algumas juntas de vedação, apresentam maior tendência à relaxação, uma vez que possuem deformação dependente do tempo (JUVINALL; MARSHEK, 2012). A rugosidade das superfícies também desempenha papel importante, pois superfícies mais irregulares tendem a se acomodar mais, ampliando o efeito de relaxação.

A fluência, embora frequentemente associada à relaxação, é um mecanismo distinto e caracterizado por deformação plástica progressiva sob tensão constante, especialmente em temperaturas elevadas (GARIBOLDI; SPIGARELLI, 2019). Diferentemente do assentamento inicial ou da reacomodação superficial, a fluência corresponde a uma alteração permanente na geometria do material ao longo do tempo, provocada por fenômenos microscópicos como difusão atômica, escorregamento de discordâncias e movimentação de contornos de grão.

Segundo Dieter e Bacon (1976), esse comportamento é tipicamente dividido em três estágios: uma fase inicial com alta taxa de deformação que diminui gradualmente; uma fase secundária, mais longa e estável, na qual a taxa de deformação se mantém aproximadamente constante; e uma fase terciária, em que a deformação acelera até a ruptura do componente. Em juntas parafusadas, a fluência pode ocorrer tanto nos materiais da junta quanto nas roscas, reduzindo significativamente a pré-carga com o passar do tempo, especialmente em ambientes de alta temperatura como turbinas, motores e tubulações industriais.

Outro mecanismo relevante é o assentamento inicial, que se manifesta logo após o aperto do parafuso. Esse fenômeno decorre da compressão e acomodação das microirregularidades presentes nas superfícies de contato entre o parafuso, a arruela e as peças da junta. Como essas superfícies não são perfeitamente lisas, suas asperidades se deformam elasticamente e plasticamente quando o parafuso é apertado, resultando em uma perda imediata, embora gradual, da pré-carga. Esse efeito é particularmente acentuado em juntas constituídas por materiais macios como alumínio, polímeros, madeira ou chapas galvanizadas, bem como em componentes pintados ou revestidos, nos quais camadas intermediárias (tinta, zinco, óxidos ou gaxetas) se comprimem após a montagem. A magnitude do assentamento depende da rugosidade das superfícies, do tipo de revestimento, do material da junta e do tempo após o aperto, sendo comum que uma parcela significativa da perda

de pré-carga ocorra nas primeiras horas ou dias de operação (YANG; BAI; DING, 2023).

Em conjunto, esses mecanismos de deformação dependente do tempo explicam a maior parte das perdas de pré-carga em condições onde não há rotação do fixador. Estes são influenciados por propriedades dos materiais, condições de operação, acabamento superficial e temperatura, podendo comprometer a integridade da fixação se não forem considerados no projeto ou na manutenção da junta.

2.4.2 *Afrouxamento Rotacional*

O afrouxamento rotacional é um mecanismo particularmente crítico em juntas aparafusadas, caracterizado pela perda de pré-carga devido ao giro reverso do parafuso ou da porca quando a conexão é submetida a carregamentos dinâmicos. Diferentemente do afrouxamento não rotacional, ocorre de maneira mais súbita e pode comprometer a integridade estrutural de forma severa. Esse tipo de afrouxamento se manifesta quando as ações externas excedem a resistência friccional existente nas superfícies de contato, tanto nos filetes quanto na região de apoio, permitindo que o elemento de fixação gire no sentido de desaperto. Na literatura, dois modelos principais explicam os mecanismos responsáveis por esse processo: (i) a teoria do deslizamento completo, proposta por Junker (1972), e (ii) a teoria do acúmulo de microdeslizamentos, desenvolvida por Pai e Hess (2002).

Segundo a teoria de Junker, a rosca funciona de modo análogo a um plano inclinado e a porca se comporta como um bloco que se desloca sobre essa superfície. Sob vibração transversal, quando a força aplicada ultrapassa a resistência ao atrito, ou seja, quando $F_{Transversal} \geq \mu F_p$ ocorre deslizamento tanto na direção transversal quanto na direção correspondente ao desaperto. Apesar de sua relevância histórica, esse modelo apresenta limitações, já que assume que toda a interface de contato entra em deslizamento simultaneamente, algo que nem sempre reflete o comportamento real de juntas parafusadas. Assim, não explica situações em que o afrouxamento se inicia antes mesmo que o deslizamento total aconteça.

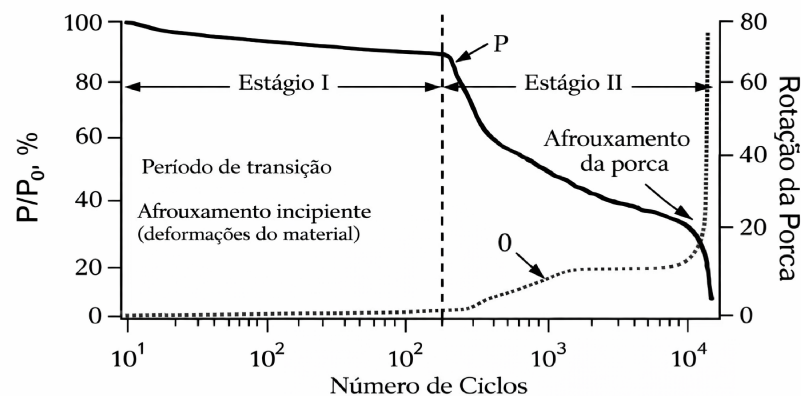
A teoria do acúmulo de microdeslizamentos, por sua vez, considera que apenas partes da interface roscada podem escorregar enquanto outras permanecem aderidas. Mesmo sem que ocorra deslizamento completo, sucessivos microdeslizamentos locais podem se acumular ao longo dos ciclos de carga, resultando em uma rotação reversa progressiva da porca. Esse conceito está alinhado ao modelo inicialmente formulado por Iwan (1966), no qual sistemas com múltiplos pontos de contato são representados por vários elementos friccionais independentes, cada um com uma força crítica f_{cr} . Quando a força aplicada excede f_{cr} , ocorre um microdeslizamento naquele ponto de contato; o comportamento global resulta da soma das contribuições individuais. Com base nessa abordagem, Gong, Liu e Ding (2020) adaptaram o modelo de Iwan para juntas roscadas.

Nessa formulação, cada filete é tratado como um segmento de contato que pode estar em regime de aderência (*stick*) ou deslizamento (*slip*). Sob carregamentos transversais cíclicos, apenas parte dos segmentos entra em escorregamento, enquanto outros permanecem presos.

O acúmulo progressivo desses escorregamentos parciais leva gradualmente à rotação de desaperto da porca, caracterizando o afrouxamento rotacional. A curva de afrouxamento representa como a pré-carga do parafuso evolui ao longo dos ciclos de vibração e, de modo geral, pode ser dividida em duas fases distintas:

- Primeiro estágio: fase de relaxação da pré-carga, na qual não há movimento relativo entre a porca e o parafuso. Nessa etapa, a perda de força de aperto é predominantemente atribuída a deformações do material e à acomodação das superfícies de contato;
- Segundo estágio: desaperto efetivo da porca, com ocorrência de rotação relativa entre os elementos roscados. Nessa fase, o afrouxamento torna-se mais pronunciado e ocorre de forma acelerada, sendo dominado pelo mecanismo de afrouxamento rotacional.

Figura 2.3 – Sequência de estágios do afrouxamento rotacional em juntas aparafusadas submetidas a cargas dinâmicas transversais externas.



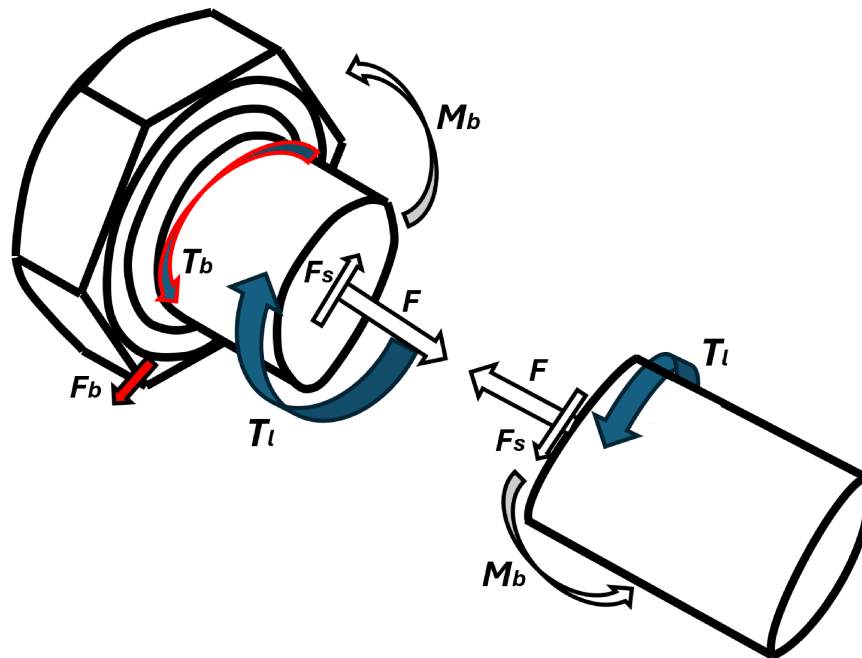
Fonte: Jiang, Zhang e Lee (2003).

Tanto ensaios experimentais quanto simulações numéricas mostram que alguns fatores contribuem para diminuir a suscetibilidade ao afrouxamento, como aplicação de pré-cargas elevadas, maiores valores de coeficiente de atrito, utilização de roscas de passo fino e folgas reduzidas entre parafuso e furo. Por outro lado, certos aspectos intensificam o fenômeno, incluindo vibrações transversais, uso de materiais com baixo módulo de elasticidade e atuação em temperaturas elevadas.

2.5 Distribuição de Contato e Geração de Torque de Afrouxamento

A compreensão do mecanismo de afrouxamento sob carregamentos transversais exige uma análise detalhada da distribuição de forças entre as superfícies de contato da cabeça do parafuso, do corpo roscado e das interfaces formadas com o furo da chapa. Quando o conjunto aparafusado é submetido a um deslocamento cíclico perpendicular ao eixo do parafuso, o elemento estrutural superior desloca-se lateralmente e induz uma combinação de cisalhamento e momento fletor ao longo do corpo do parafuso (HOUSARI; NASSAR, 2006). Esse comportamento não é simétrico e resulta em uma redistribuição das forças normais e tangenciais em torno da circunferência da rosca, fenômeno que desempenha papel central no início do deslizamento relativo entre filetes e, conseqüentemente, no torque de afrouxamento. Essa dinâmica pode ser compreendida a partir do diagrama de corpo livre apresentado originalmente na Figura 2.4, o qual ilustra o parafuso dividido em dois segmentos principais: a região da cabeça e a região das roscas.

Figura 2.4 – Distribuição de forças atuantes no parafuso sob carregamento transversal cíclico.



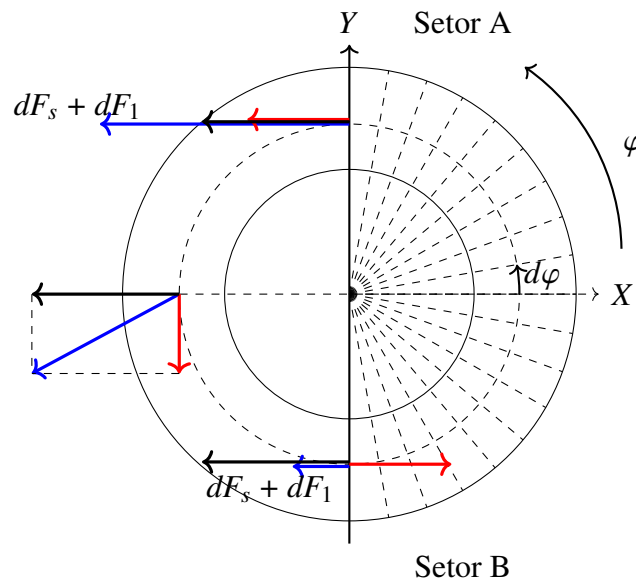
Fonte: autoria, 2026.

Na porção da cabeça do parafuso, atuam simultaneamente a força de tração imposta pelo aperto inicial ($-F$), a reação F proveniente da placa superior, a força de atrito F_b sob a superfície de apoio, a força cortante F_s associada à flexão do parafuso, o momento fletor M_b e o torque T_l transmitido pelas roscas. Esse torque T_l é consequência direta das forças distribuídas ao longo dos filetes e representa o único componente capaz de induzir rotação real do parafuso no sentido de desaperto.

Em outras palavras, a possibilidade física de o parafuso se afrouxar depende exclusivamente do fato de T_l tornar-se positivo, isto é, suficientemente grande para superar a resistência ao deslizamento causada pelo atrito sob a cabeça.

Para entender como esse torque se forma, considera-se uma seção transversal do parafuso, como se uma fatia circular fosse retirada perpendicularmente ao seu eixo. Nessa vista, a circunferência é subdividida em pequenos setores angulares, permitindo analisar localmente como as forças tangenciais e normais se distribuem. O deslocamento lateral da placa superior gera inicialmente uma força de cisalhamento F_s , distribuída de forma aproximadamente uniforme entre os setores, mas que passa a ser fortemente influenciada pelo momento fletor M_b . Esse momento provoca a inclinação do corpo do parafuso dentro da folga do furo, fazendo com que um lado da seção seja pressionado contra a parede enquanto o lado oposto se afasta. Assim, os setores localizados na região comprimida passam a experimentar um aumento da força normal, enquanto os setores do lado oposto experimentam o alívio dessa força. Esse desequilíbrio induzido pela flexão explica não apenas a diferença de intensidade entre as forças que atuam sobre os setores, mas também o fato de que elas podem surgir orientadas em sentidos opostos, conforme ilustrado na Figura 2.5.

Figura 2.5 – Forças atuantes na seção transversal do parafuso sob carregamento transversal cíclico.



Fonte: autoria, 2026.

A força de afrouxamento F_l é proporcional à componente tangencial produzida pela geometria da rosca (ângulo de hélice + ângulo de perfil). Ela atua na direção de rotação que tende a desapertar o parafuso. Nos setores comprimidos (Setor A), a contribuição da flexão ao esforço cortante (dF_s) atua no mesmo sentido de dF_l , o momento fletor aumenta a força normal e consequentemente reforça

a força tangencial, produzindo forças maiores e mais alinhadas com a direção do carregamento transversal. Já nos setores aliviados (Setor B), o termo dF_t surge com sinal oposto, o que faz com que dF_s e dF_t se contrariem. Essa oposição pode reduzir drasticamente o valor da força tangencial atuante e, em alguns casos, até inverter sua direção. Portanto, em uma mesma rosca, cada setor experimenta uma resultante tangencial diferente tanto em direção quanto em magnitude.

Essa assimetria não é um simples detalhe geométrico: ela desempenha um papel direto no início do afrouxamento. Como a força normal controla a capacidade máxima de atrito disponível, os setores menos pressionados atingem o limite de aderência antes dos demais, tornando-se os primeiros a escorregar (IZUMI et al., 2005). O escorregamento setorial reduz a resistência tangencial local e desloca o ponto de reação da rosca, fazendo com que o parafuso passe a girar em torno de um pivô instantâneo localizado justamente na região mais carregada. Esse movimento, que combina rolamento e deslizamento em torno desse pivô, gera um torque no sentido de desaperto, o mesmo torque T_l observado no diagrama de forças. Enquanto alguns setores permanecem aderidos e sustentam parte do carregamento, outros já se encontram em regime de deslizamento, contribuindo de forma desigual para o torque total. Com isso, o afrouxamento não ocorre de maneira homogênea: ele se inicia e evolui preferencialmente na região menos carregada, onde o limite de atrito é excedido primeiro e os filetes perdem sua capacidade de resistir ao movimento relativo.

O resultado é um processo progressivo em que cada ciclo de carregamento transversal produz uma rotação incremental do parafuso, reduzindo gradualmente a pré-carga original. Essa rotação não é resultado de um torque aplicado externamente, mas de um mecanismo interno criado pela interação entre cisalhamento, flexão, assimetria de pressão normal e a geometria helicoidal da rosca. O conjunto desses efeitos cria um torque de desaperto efetivo capaz de vencer o atrito sob a cabeça e promover o afrouxamento cumulativo da junta. Assim, a análise setorial evidencia que o afrouxamento ocorre justamente devido à combinação da flexão do parafuso com a distribuição não uniforme de forças normais e tangenciais, que tornam alguns setores muito mais suscetíveis ao deslizamento do que outros.

2.6 Estudo da perda de pré-carga em ensaios experimentais

A perda de pré-carga em juntas aparafusadas constitui um dos principais fatores responsáveis pelo comprometimento do desempenho estrutural dessas uniões ao longo do tempo. A avaliação desse fenômeno em condições reais de operação é, no entanto, complexa, devido à dificuldade de monitoramento direto da força de aperto em serviço e à influência simultânea de múltiplos fatores, como carregamentos variáveis, condições ambientais e interações tribológicas. Nesse contexto, ensaios experimentais em ambiente controlado tornam-se viáveis para isolar tais variáveis, compreender os mecanismos envolvidos e fornecer dados confiáveis para validação de modelos

teóricos e numéricos.

Historicamente, os ensaios experimentais foram as primeiras abordagens utilizadas para investigar o comportamento de juntas aparafusadas sob condições de serviço. Dentre os métodos desenvolvidos, destaca-se o ensaio proposto por Junker (1972), amplamente difundido e posteriormente normatizado pela (DIN 6151, 2002). Esse método baseia-se na aplicação de deslocamentos transversais cíclicos à junta, promovendo microdeslizamentos nas interfaces de contato e permitindo a avaliação da resistência ao autoafrouxamento.

Trabalhos experimentais recentes indicam que fatores como amplitude de deslocamento, coeficiente de atrito nas interfaces de contato, rigidez dos membros unidos e presença de revestimentos superficiais exercem papel determinante na taxa de perda de pré-carga (HOFMANN et al., 2024; LIU et al., 2017). Adicionalmente, observa-se que fenômenos como desgaste, acomodação superficial (*embedding*) e variações na condição de contato contribuem significativamente para a evolução do processo de afrouxamento ao longo do tempo (LIU et al., 2016).

2.7 Simulação por Elementos Finitos Aplicada à Análise de Autoafrouxamento

A modelagem pelo Método de Elementos Finitos (MEF) tem se mostrado uma ferramenta poderosa para investigar o comportamento de juntas aparafusadas sob diversas condições de carregamento, incluindo o fenômeno de autoafrouxamento (ZHANG; JIANG; LEE, 2007; GONG; LIU, 2018; LIU et al., 2022b). Essa abordagem permite a representação detalhada da geometria, das propriedades dos materiais e condições de contorno.

Atualmente, o MEF é empregado tanto para reproduzir o estado de pré-carga introduzido durante o aperto quanto para simular fenômenos dinâmicos que levam ao afrouxamento, incluindo *microslip*, desgaste por *fretting*, redistribuição de tensões e acúmulo de microdeslizamentos ao longo dos ciclos de serviço. Estudos que adaptam modelos conceituais (como o modelo de Iwan) dentro do MEF têm mostrado que é possível representar a redução da rigidez e os ciclos *stick-slip* ao nível dos contatos rosca-filete, ampliando a capacidade preditiva das simulações (PAI; HESS, 2002; ZHANG; JIANG; LEE, 2007). As capacidades do método por elementos finitos incluem: (i) aplicação direta de pré-carga por *pretension* ou *bolt load* em elementos do parafuso, (ii) modelagem de contato não linear com leis de atrito diferenciadas para interfaces de assentamento e filete, (iii) análises transientes para reproduzir excitações cíclicas e resposta dinâmica, e (iv) acoplamentos termo-mecânicos para estudar efeitos de temperatura na fluência e relaxação da pré-carga. Essas capacidades permitiram estudos paramétricos sistemáticos sobre o papel do atrito, dos parâmetros de vibrações, das instanciações de contato e da geometria do conjunto na suscetibilidade ao afrouxamento (GONG; LIU, 2018).

A forma como a pré-carga é introduzida no MEF exerce influência direta sobre as tensões iniciais no parafuso, na porca e nas superfícies de contato, afetando tanto a rigidez da junta quanto a resposta dinâmica ao longo dos ciclos de carregamento. Embora o método mais próximo da realidade seja a aplicação de torque, outras estratégias, como interferência geométrica, elementos de pré-tensionamento e carregamento térmico são analisadas a nível computacional e comparativo ao experimental (GONG; LIU, 2018).

No método de interferência, a pré-carga é gerada criando-se uma interferência inicial entre a porca e a placa móvel. Nesse caso, a magnitude da pré-carga é proporcional ao valor da interferência imposta. No método do elemento de pré-carga, o parafuso é inicialmente dividido em duas partes, entre as quais se insere um elemento de pretensionamento. A pré-carga é aplicada ao parafuso impondo-se uma força na seção correspondente a esse elemento. O carregamento térmico é outra técnica utilizada para gerar pré-carga. Seu princípio consiste em aplicar um aumento de temperatura apenas ao parafuso, fazendo com que ele se expanda ao longo de seu eixo, enquanto as demais partes permanecem restritas à expansão. Essa dilatação controlada induz a força de aperto desejada.

Após a criação do modelo de elementos finitos e a introdução da pré-carga, condições vibratórias ou cargas cíclicas são aplicadas à junta. Como resultado, pequenas oscilações relativas entre as superfícies de contato, tipicamente na interface porca–arruela, parafuso-flange ou entre os filetes da rosca, geram ciclos repetitivos de aderência parcial (*stick*), deslizamento localizado (*microslip*) e, em casos mais severos, deslizamento total (*slip*). Esses mecanismos, embora ocorram em escalas micrométricas, têm implicações macroscópicas significativas: promovem desgaste, alteram a distribuição de tensões e reduzem gradualmente a força axial na junta, acelerando processos de autoafrouxamento e fadiga.

Em McColl, Ding e Leen (2004), mostraram que o desgaste por *fretting* evolui progressivamente a partir de pequenos ciclos de deslizamento, podendo ser previsto pela lei de Archard e incorporado incrementalmente no MEF. O estudo demonstrou que o perfil de desgaste medido experimentalmente coincide com o previsto numericamente, validando o acoplamento entre pressões locais, amplitude de deslize e remoção de material. Entre as conclusões, destaca-se que o desgaste altera localmente a topografia, redistribuindo tensões e ampliando a zona de slip, o que reforça a importância de representar esse fenômeno de maneira incremental.

Modelos acoplados que combinam MEF com leis de desgaste, formulações tribológicas ou critérios de fadiga multiaxial têm permitido reproduzir com fidelidade esses fenômenos (ZHANG et al., 2019; LIU et al., 2022a; MADGE; LEEN; SHIPWAY, 2007). Tais modelos conseguem capturar a formação de detritos nas interfaces, a modificação progressiva do perfil de contato e a alteração da rigidez local. Ao atualizar a condição de contato a cada ciclo simulado, esses métodos fornecem estimativas da evolução da pressão de contato, do tamanho da zona de microdeslizamento e da localização de pontos críticos suscetíveis à iniciação de trincas.

Conforme o material é removido, a topografia da superfície muda, as tensões são redistribuídas e zonas de deslizamento são ampliadas. Essas alterações criam regiões preferenciais para nucleação de trincas que, sob carregamento alternado, podem evoluir rapidamente. Isso pode acelerar o processo de autoafrouxamento, uma vez que a redução da área de contato efetiva diminui a capacidade de sustentação da pré-carga. Os ensaios laboratoriais são essenciais para validar esses modelos acoplados.

Em particular, o trabalho de Szlosarek, Holzmüller e Kröger (2023) investigou juntas aparafusadas reais submetidas a carregamentos de desgaste por atrito e fadiga, combinando extensivamente experimentos e MEF. O estudo mostrou que a pré-carga exerce forte influência sobre a vida à fadiga e sobre o mecanismo de falha além de existir um limiar deste valor que altera a posição de iniciação da trinca, concluindo que modelos puramente baseados em tensões não são suficientes, sendo necessário incorporar efeitos tribológicos e a interação entre microdeslizamento e desgaste para prever corretamente a falha na junta.

Apesar dos avanços, a modelagem precisa do autoafrouxamento por MEF ainda enfrenta desafios significativos. Em primeiro lugar, a natureza multiescala do problema que combina fenômenos tribológicos microscópicos (microdeslizamentos e desgastes por atrito) com respostas mecânicas macroscópicas (redistribuição de tensões, fluência, relaxação) exige acoplamentos complexos e caros computacionalmente. A indisponibilidade e a variabilidade de parâmetros críticos, como coeficientes de atrito dependentes de velocidade e temperatura, rugosidade real das superfícies e leis de desgaste, reduzem a representatividade dos modelos. Além disso, a simulação de longos períodos de serviço ou grandes números de ciclos envolve técnicas de atualização incremental da geometria e critérios de dano acumulado que ainda carecem de padronização e validação experimental abrangente (ZHANG et al., 2019).

A representação do processo de aperto (torque $\times$ pré-carga), inclusivamente efeitos de torque residual e não linearidades geométricas nas roscas, permanece desafiadora. Finalmente, a necessidade de validação robusta contra ensaios reais, associada ao custo e à complexidade desses ensaios, limita a transferência direta de modelos numéricos para práticas de projeto industrial, tornando imprescindível abordagens probabilísticas e estudos paramétricos que incorporem incertezas.

CAPÍTULO III

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

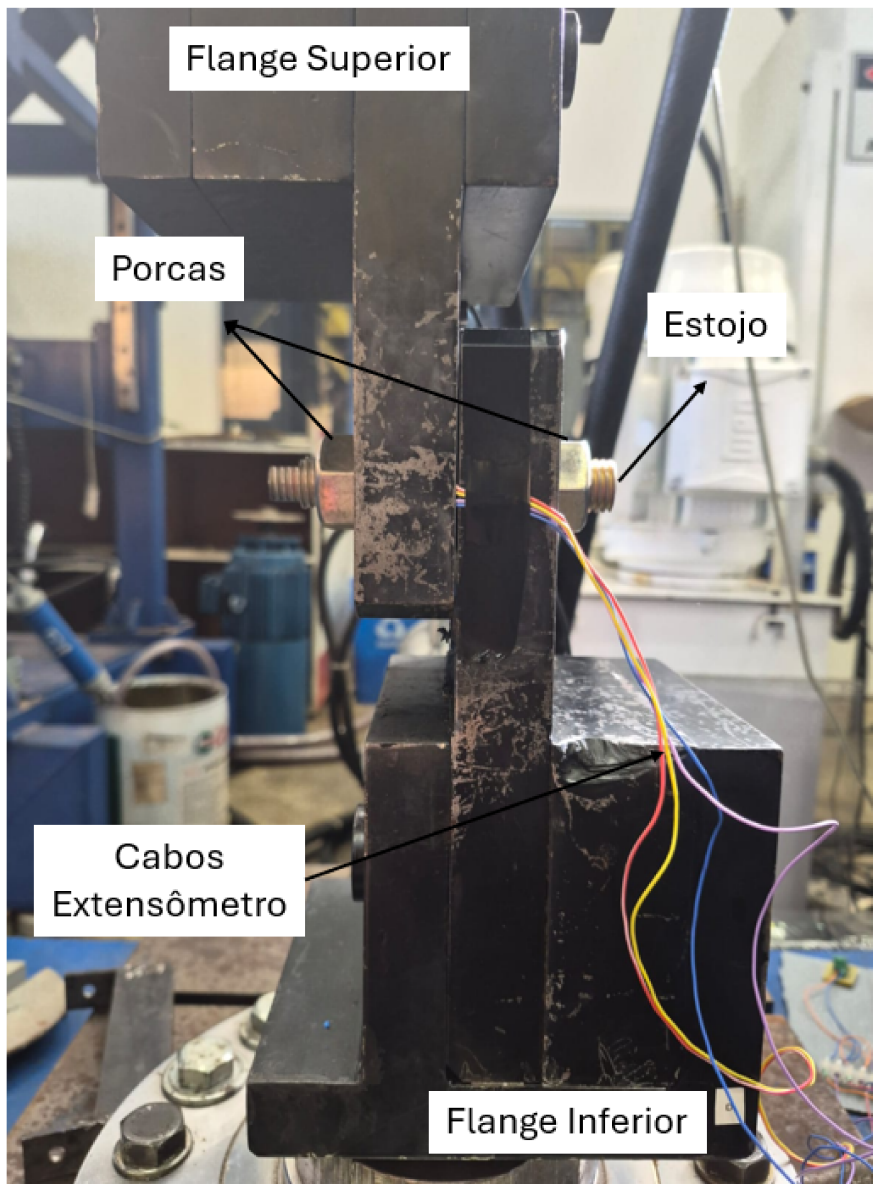
3.1 Aparato Experimental

Com o objetivo de avaliar o comportamento da perda de pré-carga em juntas aparafusadas sob carregamentos dinâmicos, foi desenvolvido um aparato experimental capaz de impor excitações transversais (cisalhantes) ao sistema. O aparato foi projetado de modo a permitir a aplicação controlada de deslocamentos cíclicos, bem como o monitoramento contínuo da evolução da pré-carga ao longo do ensaio.

Especificamente, os flanges são representados por duas placas retangulares, com dimensões de $120 \times 140 \times 28$ mm (comprimento $\times$ largura $\times$ altura), empregadas para representar o contato entre flanges estruturais. As placas são fabricadas em aço carbono forjado ASTM A105, material amplamente utilizado em componentes de sistemas de tubulação, como flanges, conexões e válvulas. A união entre as placas é realizada por meio de um estojo, fabricado em aço ASTM A320 L7, fixado utilizando duas porcas do mesmo material. O material apresenta módulo de elasticidade de 207 GPa e limite de escoamento de 805 MPa.

A Figura 3.1 apresenta o aparato experimental desenvolvido para a realização dos ensaios de perda de pré-carga em juntas aparafusadas.

Figura 3.1 – Aparato experimental desenvolvido para ensaio de perda de pré-carga em juntas aparafusadas.



Fonte: Autoria própria, 2026.

A aplicação dos deslocamentos cíclicos é realizada utilizando uma máquina de ensaio servo-hidráulica composta por unidade hidráulica, servoatuador e servoválvula, todos fornecidos pela Brasválvulas. O sistema hidráulico é responsável pelo fornecimento de energia ao conjunto, sendo constituído por um motor elétrico WEG W21 (carcaça 132 M, 15 cv) acoplado a uma bomba hidráulica de palhetas Vickers 20 VQ, de vazão fixa de 30 L/min e pressão máxima de operação de 210 bar.

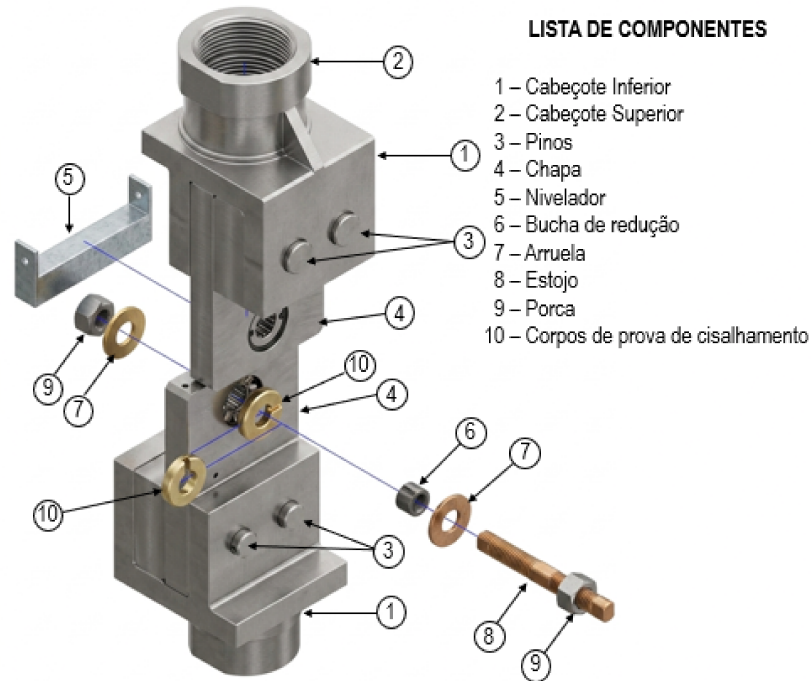
O controle do fluxo hidráulico é realizado por meio da servoválvula Brasvalvulas ARN 8020, responsável por regular a vazão e a pressão do fluido direcionado ao servoatuador Brasvalvulas BST 20 160/FFD, o qual aplica os deslocamentos cíclicos ao sistema. Os corpos de prova são fixados entre duas placas de ancoragem especialmente projetadas, sendo a placa superior acoplada à estrutura móvel da máquina e a placa inferior rigidamente fixada à base do equipamento. A placa inferior encontra-se integrada a uma célula de carga responsável pela medição direta dos esforços aplicados durante o ensaio.

A Figura 3.2 apresenta a vista explodida do aparato de ensaio, com a identificação de seus principais componentes. A estrutura de ancoragem é constituída por dois cabeçotes, inferior (1) e superior (2), unidos por pinos (3). O cabeçote superior é acoplado à estrutura móvel da máquina servo-hidráulica, enquanto o cabeçote inferior é rigidamente fixado à base do equipamento, permanecendo integrado à célula de carga responsável pela medição direta dos esforços transmitidos durante o ensaio.

A solicitação transversal (cisalhante) é imposta por meio do flange (4), que se desloca entre os cabeçotes acompanhando o movimento da estrutura móvel do equipamento. O conjunto é mantido unido pelo estojo instrumentado (8), fixado por porca (9) e arruela (7), enquanto o nivelador (5) e a bucha de redução (6) asseguram o alinhamento e o ajuste dimensional entre os componentes.

Na interface de contato são posicionados os corpos de prova de cisalhamento (10), amostras removíveis destinadas à caracterização da superfície de contato após o ensaio. Ao término do carregamento, essas peças são extraídas e analisadas, permitindo a avaliação das marcas de desgaste e das alterações superficiais decorrentes dos microdeslizamentos ocorridos ao longo do processo de afrouxamento.

Figura 3.2 – Vista explodida do aparato experimental desenvolvido para ensaio de perda de pré-carga em juntas aparafusadas.



Fonte: Autoria própria, 2026.

Dessa forma, o deslocamento transversal imposto pela flange central promove microdeslizamentos nas interfaces de contato dos corpos de prova, reproduzindo de maneira controlada o mecanismo de autoafrouxamento sob carregamento dinâmico. Simultaneamente, a instrumentação interna do estojo permite o monitoramento contínuo da evolução da pré-carga, ao passo que a célula de carga integrada ao cabeçote inferior registra diretamente os esforços aplicados ao longo do ensaio.

O sistema opera em malha fechada, utilizando o controlador Veloz 1400 em conjunto com o condicionador de sinais Veloz 1401. Esse arranjo permite que o sistema compare continuamente o sinal de referência com a resposta medida pelos sensores, corrigindo automaticamente eventuais desvios durante o ensaio e garantindo estabilidade e precisão na imposição das condições de carregamento.

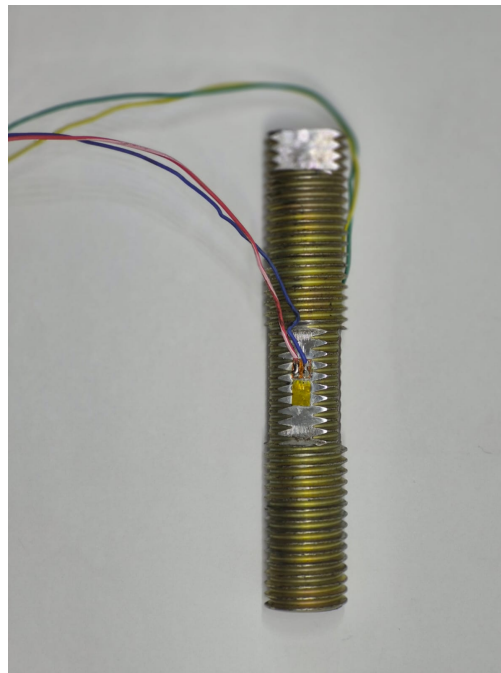
Ao longo do presente trabalho, o carregamento é imposto na forma de deslocamento controlado, com amplitude de 0,5 mm e frequência de 1 Hz para o procedimento base e 0,4 mm e frequência de 5 Hz para o procedimento alternativo. A aplicação de deslocamentos transversais promove microdeslizamentos nas interfaces de contato entre as superfícies comprimidas, reduzindo gradativamente a capacidade de transmissão de carga por atrito. Como consequência, ocorre redistribuição

dos esforços na região roscada, favorecendo a redução progressiva da força axial instalada e, em condições mais severas, o surgimento de folgas e a rotação relativa entre parafuso e porca.

3.2 Instrumentação da Junta Aparafusada

Com o objetivo de monitorar a deformação do estojo e, conseqüentemente, a evolução da pré-carga durante os ensaios, realiza-se um corte longitudinal paralelo ao eixo axial do parafuso, permitindo a instalação de dois extensômetros elétricos de resistência (*strain gauges*) diretamente no corpo do elemento de fixação, vide Figura 3.3.

Figura 3.3 – Utilização dos extensômetros na seção transversal do parafuso.



Fonte: Autoria própria, 2026.

Os extensômetros são posicionados de forma a permitir a medição da deformação axial do estojo durante a aplicação da pré-carga e ao longo do carregamento cíclico. A utilização de dois sensores possibilita maior estabilidade na aquisição dos sinais e reduz a influência de efeitos associados à flexão localizada do corpo de prova.

A instrumentação adotada permite inferir diretamente o nível de pré-carga aplicado, uma vez que, durante o aperto, o parafuso sofre alongamento elástico. A partir da deformação medida pelos extensômetros, é possível determinar o nível de tensão axial no estojo utilizando a Lei de Hooke, sendo posteriormente calculada a força axial correspondente.

À medida que o ensaio evolui e ocorre a perda progressiva da pré-carga, observa-se a redução da deformação medida pelos extensômetros, indicando o retorno gradual do parafuso ao seu comprimento original. Em estágios mais avançados, a perda de contato entre as superfícies pode levar ao surgimento de folgas, favorecendo a rotação relativa do conjunto roscado e intensificando o processo de afrouxamento.

3.3 Sistema de Aquisição e Controle

A aquisição de dados é realizada de forma simultânea por dois sistemas independentes e complementares. Na primeira abordagem, os sinais provenientes dos extensômetros elétricos de resistência foram adquiridos utilizando o sistema HBM QuantumX, desenvolvido pela Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM). O QuantumX consiste em um sistema modular de aquisição de alta precisão, capaz de realizar o condicionamento e a digitalização dos sinais provenientes dos sensores.

Os dados adquiridos são transmitidos e armazenados em tempo real por meio de um software de controle desenvolvido na plataforma *LabVIEW®* (National Instruments), permitindo a parametrização do ensaio, sincronização dos canais de aquisição e registro contínuo das medições experimentais.

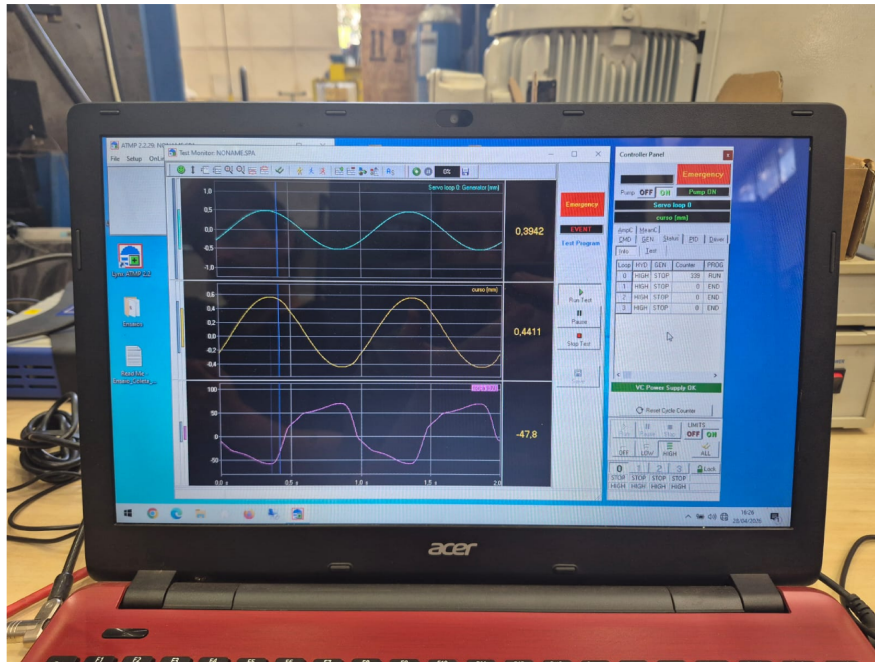
Paralelamente, os dados operacionais da máquina são registrados por meio do software Lynx ATMP®, desenvolvido pela Lynx Tecnologia, responsável pelo controle e monitoramento dos atuadores hidráulicos. Esse sistema realiza a aquisição contínua de variáveis operacionais relevantes, como deslocamento imposto, força aplicada e resposta do sistema ao longo do ensaio.

A medição da força é realizada utilizando uma célula de carga HBM U10M, com capacidade de 500 kN, enquanto o deslocamento é monitorado por sensores HBM 1-WI/2MM-T, além de um sensor interno ao próprio servomotor. Os sinais provenientes desses sensores são utilizados como variáveis de realimentação do sistema de controle em malha fechada e também disponibilizados para aquisição e armazenamento dos dados experimentais.

Posteriormente, os dados adquiridos são processados utilizando o software Lynx AqDAnalysis®, permitindo o tratamento dos sinais, aplicação de filtros, visualização gráfica e extração de parâmetros relevantes para análise do comportamento mecânico da junta aparafusada.

A Figura 3.4 apresenta a interface de monitoramento utilizada durante o ensaio, na qual é possível visualizar, em tempo real, variáveis operacionais como força aplicada, deslocamento e deformação do parafuso.

Figura 3.4 – Interface de aquisição de dados utilizada durante ensaio.



Fonte: Autoria própria, 2026.

3.4 Procedimento Experimental

Inicialmente, realiza-se a montagem da junta aparafusada e a instalação dos extensômetros elétricos no interior do estojo instrumentado. Em seguida, o conjunto é posicionado entre as placas de ancoragem da máquina servo-hidráulica e devidamente alinhado para minimizar efeitos indesejados durante o carregamento.

A aplicação da pré-carga é realizada utilizando um torquímetro, sendo o aperto conduzido até que o sinal fornecido pelos extensômetros atinja o valor correspondente à deformação necessária para gerar a pré-carga desejada ($2426 \mu\epsilon$). A relação entre deformação e pré-carga é estabelecida a partir da Equação (2.2), permitindo determinar o nível de força axial a partir do alongamento elástico do parafuso.

Após a aplicação da pré-carga, inicia-se o carregamento dinâmico sob controle de deslocamento. Durante todo o ensaio, os sinais provenientes dos extensômetros, sensores de deslocamento e célula de carga foram adquiridos de forma sincronizada, permitindo correlacionar temporalmente a evolução da deformação do estojo, do deslocamento imposto e da força aplicada.

Todos os dados experimentais foram armazenados em tempo real para posterior processamento e análise do comportamento da junta aparafusada ao longo do processo de perda de pré-carga.

CAPÍTULO IV

MODELAGEM NUMÉRICA POR ELEMENTOS FINITOS

Visando reproduzir o comportamento experimental de uma junta aparafusada sujeita a carregamentos dinâmicos, desenvolveu-se uma simulação via elementos finitos. Os objetivos principais desse desenvolvimento são validar os procedimentos de aplicação do pré-aperto e estimar a evolução da perda de pré-carga ao longo de um ensaio.

Ao longo deste trabalho, duas abordagens de modelagem geométrica foram investigadas. A primeira, baseada na metodologia proposta por Fukuoka e Nomura (2008), reconstrói integralmente a geometria helicoidal dos filetes por meio de uma malha estruturada, com o objetivo de obter uma distribuição de pressão de contato mais uniforme e livre de concentrações artificiais de tensão. Constatou-se, entretanto, que essa abordagem apresenta elevado custo computacional, o que inviabiliza sua aplicação nas análises dinâmicas, que exigem a simulação de um número expressivo de ciclos de carregamento. Diante dessa limitação, adotou-se uma segunda abordagem, baseada em uma geometria simplificada dos filetes, empregada em todas as simulações de carregamento dinâmico apresentadas neste trabalho.

Assim, este capítulo inicia-se com a descrição da modelagem detalhada por perfil helicoidal (Seção 4.1), seguida da construção da geometria do modelo simplificado (Seção 4.2), do estudo de convergência de malha (Seção 4.3) e da reprodução numérica do ensaio experimental (Seção 4.4).

4.1 Perfil Proposto pelo Modelo Fukuoka

Uma segunda modelagem geométrica da junta aparafusada foi conduzida segundo a estratégia proposta por Fukuoka e Nomura (2008), que descrevem um método capaz de gerar os filetes helicoidais com geometria rigorosa e malha controlada, livre de descontinuidades, quinas abruptas ou irregularidades que poderiam induzir concentrações artificiais de tensão no modelo. O objetivo principal dessa etapa foi construir o conjunto composto por um parafuso filetado sem cabeça (estojo), porcas e flanges, adotando precisão geométrica compatível com análises de autoafrouxa-

mento, nas quais pequenas variações na topologia dos filetes e superfícies de contato podem alterar significativamente o comportamento mecânico. Em particular, as equações definem o contorno do filete em seções planas perpendiculares ao eixo do parafuso e permitem gerar uma nuvem de pontos que representa, para cada valor de θ , o raio correspondente à superfície do filete externo.

Naquele trabalho, Fukuoka e Nomura (2008) definem a geometria do filete por meio de um conjunto de equações paramétricas no plano polar (θ, r) :

$$r = \begin{cases} \frac{d}{2} - \frac{7}{8}H + 2\rho - \sqrt{\rho^2 - \frac{p^2}{4\pi^2}\theta^2}, & (0 \leq \theta \leq \theta_1) \\ \frac{H}{\pi}\theta + \frac{d}{2} - \frac{7}{8}H, & (\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2) \\ \frac{d}{2}, & (\theta_2 \leq \theta \leq \pi) \end{cases}$$

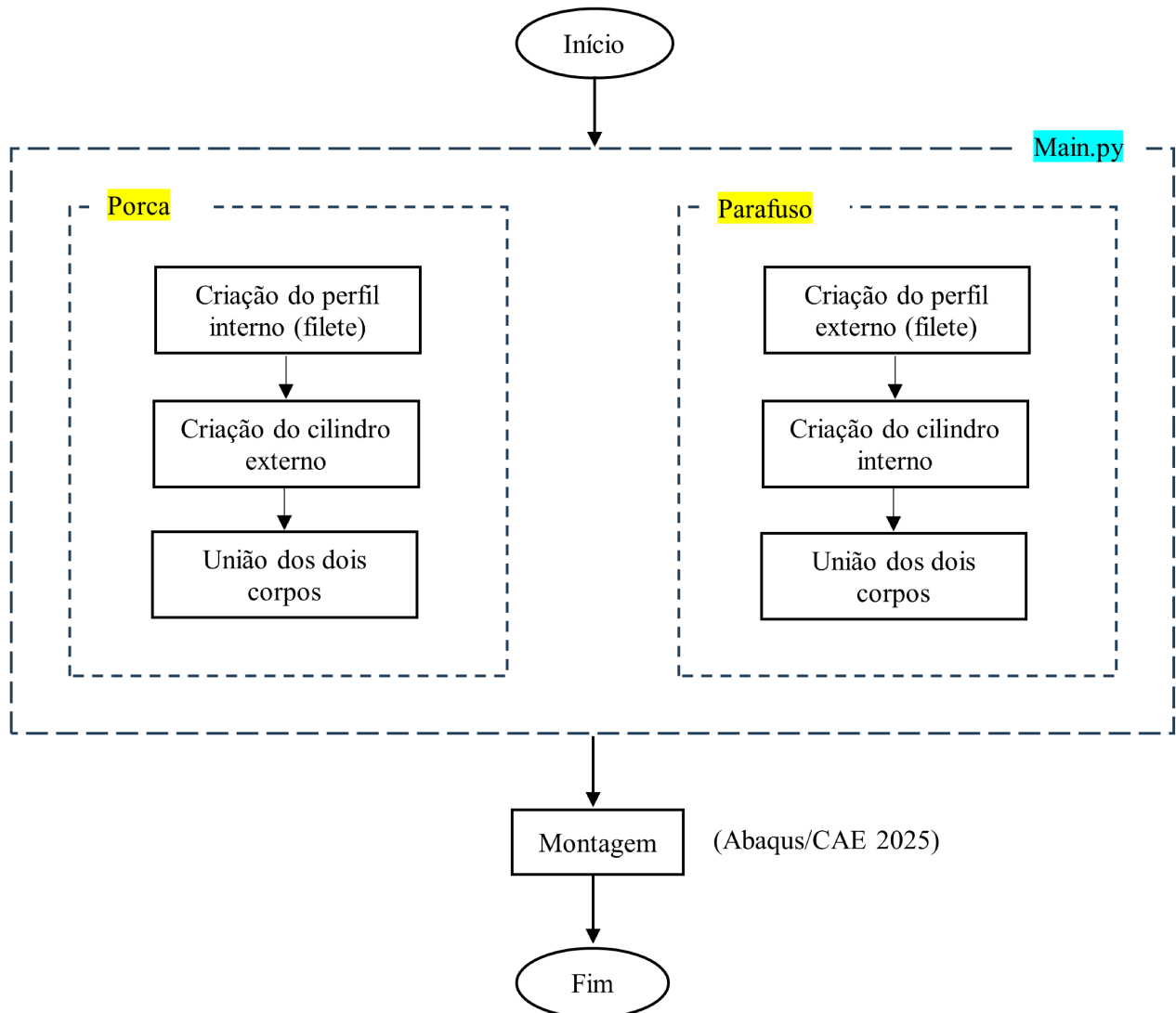
Nas Equações apresentadas, r representa o raio associado ao perfil do filete para cada posição angular considerada, enquanto θ corresponde à coordenada angular do sistema polar empregado na descrição geométrica da rosca. O parâmetro d denota o diâmetro maior nominal da rosca, ao passo que p representa o passo da rosca, isto é, a distância axial entre dois filetes consecutivos. A variável H corresponde à altura do triângulo fundamental da rosca métrica ISO, utilizada como referência geométrica para definição do perfil do filete, enquanto ρ define o raio de arredondamento da raiz da rosca. Por fim, os parâmetros θ_1 e θ_2 estabelecem os limites angulares entre as diferentes regiões geométricas que compõem o perfil do filete, delimitando a transição entre o trecho arredondado da raiz, a face inclinada do filete e a região correspondente ao diâmetro maior da rosca.

Sendo assim, desenvolveu-se uma estrutura computacional em Python, apresentada esquematicamente no fluxograma da Figura 4.1.

Com o objetivo de automatizar a geração geométrica e a construção da malha tridimensional da junta aparafusada segundo a metodologia proposta por Fukuoka e Nomura (2008). Inicialmente, uma função principal denominada *main.py* é responsável por receber os parâmetros geométricos do estojo em estudo, como o tipo de rosca (por exemplo, M16), passo, diâmetro, profundidade do filete, ângulo do perfil e comprimento do conjunto, de acordo com as dimensões padronizadas da rosca métrica ISO, conforme referências da literatura técnica, como Shigley, Budynas e Nisbett (2015).

A função principal centraliza a execução do processo de modelagem, permitindo que o usuário execute apenas um único arquivo. Dessa forma, a partir das especificações geométricas do estojo, realiza-se automaticamente a chamada das rotinas responsáveis pela construção da porca e do parafuso. Em cada uma dessas rotinas encontra-se implementado o equacionamento paramétrico proposto por Fukuoka e Nomura (2008), utilizado para descrever o perfil do filete em coordenadas polares. A partir dessas equações, calcula-se sucessivamente as coordenadas espaciais correspon-

Figura 4.1 – Descrição da metodologia em *script* empregada para construção do modelo de juntas aparafusadas em elementos finitos. Fonte: autoria, 2026.

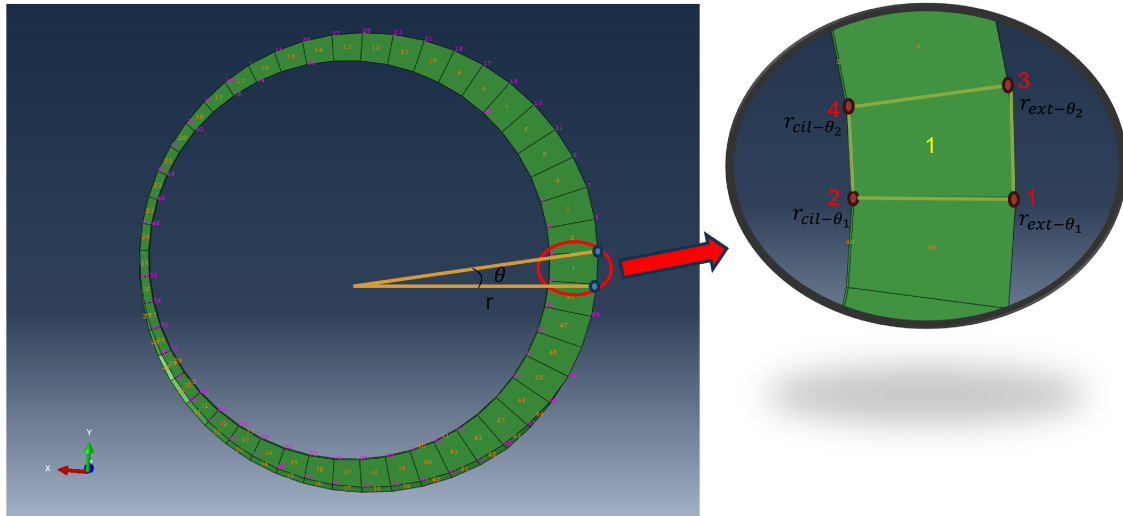


Fonte: Autoria própria, 2026.

dentes ao contorno do filete, permitindo a geração de nuvens de pontos distribuídas ao longo da seção transversal da rosca para diferentes valores angulares de θ . Nesse procedimento, os pontos pertencentes a uma mesma seção transversal são inicialmente conectados entre si, formando um perfil bidimensional fechado correspondente à geometria local do filete, conforme apresentado na Figura 4.2.

Em seguida, essa seção é conectada à seção imediatamente superior, previamente deslocada e rotacionada conforme a hélice da rosca, possibilitando a geração automática dos elementos tridimensionais hexaédricos do tipo C3D8R. Na Figura 4.4, a repetição sucessiva desse procedimento

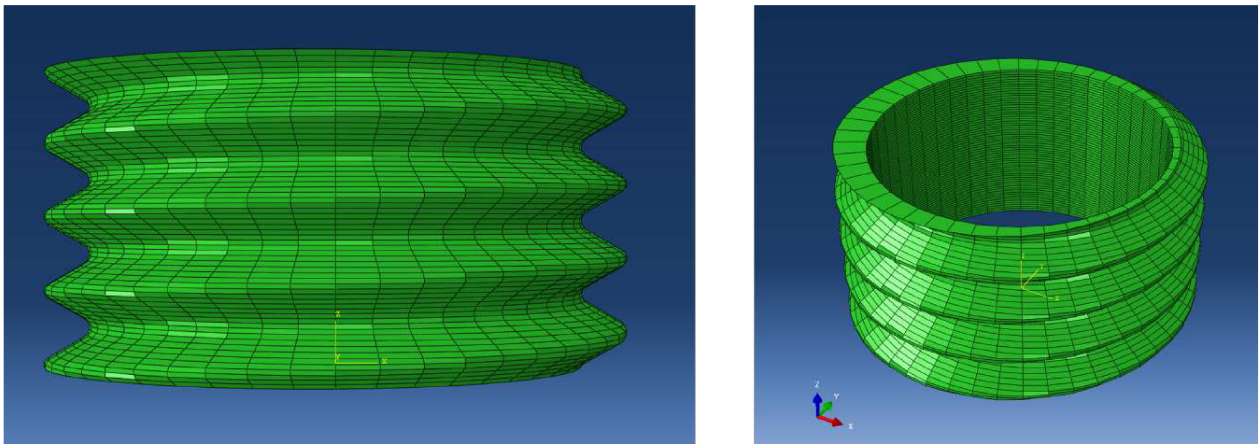
Figura 4.2 – Construção da malha bidimensional do filete em uma seção transversal do parafuso.



Fonte: Autoria própria, 2026.

ao longo do eixo axial resulta na construção completa da região helicoidal do parafuso.

Figura 4.3 – Perfil helicoidal do estojo. Fonte: autoria, 2026.

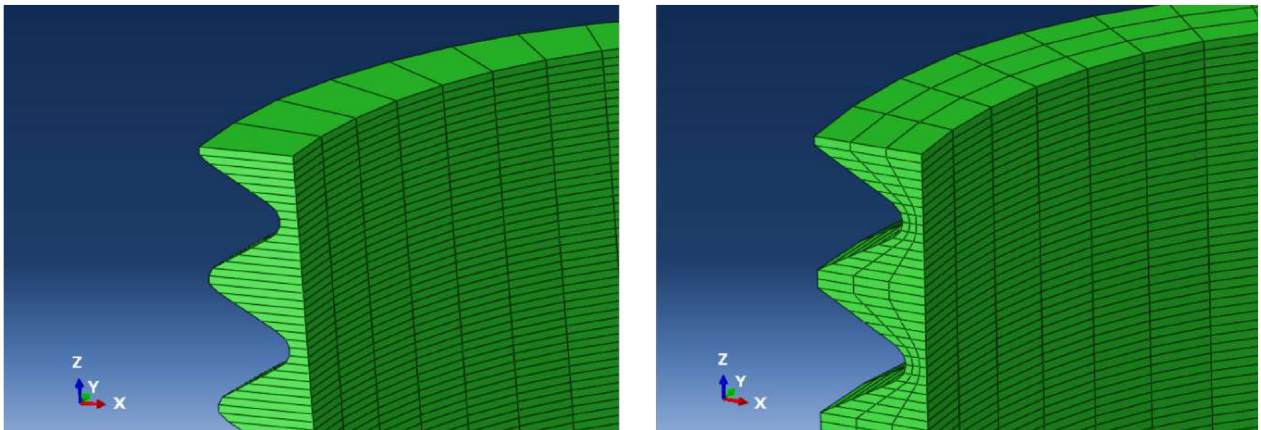


Fonte: Autoria própria, 2026.

Vale ressaltar que o nível de refinamento da malha nesta região é também um parâmetro de ajuste. No presente trabalho, com o objetivo de reproduzir fielmente a metodologia proposta no artigo de referência, adotou-se um refinamento de um elemento radial para três elementos na região helicoidal do estojo. Esse refinamento é implementado de maneira direta por meio do aumento do número de pontos no sentido radial r para um mesmo valor de θ , distribuídos de forma equidistante entre o raio interno e o raio externo do filete. A partir dessa discretização, realiza-se

novamente a conexão sequencial dos pontos em sentido horário para cada malha bidimensional, conforme descrito anteriormente, obtendo-se assim uma malha mais densa e controlada na região de interesse, como apresentado na Figura 4.4.

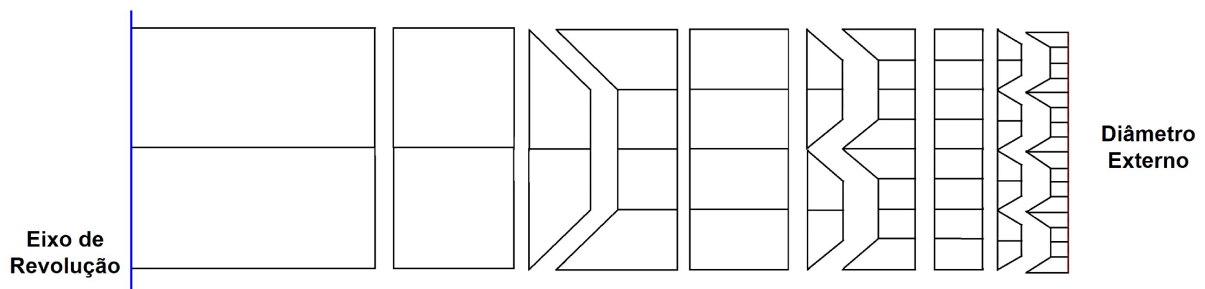
Figura 4.4 – Refinamento do perfil helicoidal do estojo na região de interesse utilizando três elementos adicionais na direção radial.



Fonte: Autoria própria, 2026.

Além da geração da parte filetada, desenvolveu-se uma segunda rotina computacional dedicada exclusivamente à construção do núcleo cilíndrico interno do parafuso, ilustrado nas Figuras 4.5 e 4.6. Nessa etapa, o núcleo é discretizado em subseções axiais independentes, garantindo compatibilidade geométrica e qualidade de malha entre a região interna e a parte helicoidal.

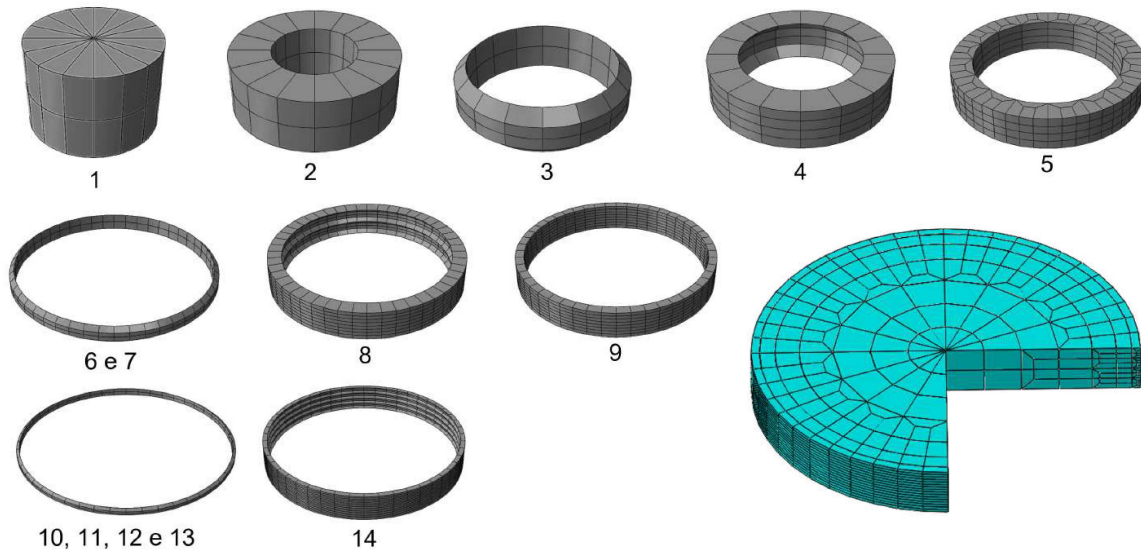
Figura 4.5 – Subseções axiais do cilindro interno do parafuso.



Fonte: Autoria própria, 2026.

Por fim, uma terceira rotina é responsável pela unificação das duas malhas, Figura 4.7, promovendo a compatibilização nodal entre o núcleo cilíndrico e o perfil helicoidal do filete. Essa estratégia permite a obtenção de um modelo monolítico contínuo, eliminando a necessidade de amarrações artificiais ou contatos internos entre as regiões, garantindo maior consistência mecânica e estabilidade numérica nas análises subsequentes.

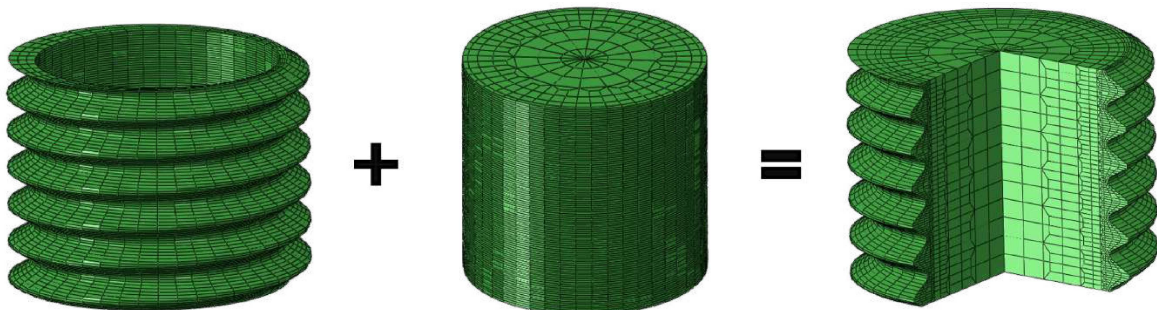
Figura 4.6 – Construção da malha das subseções do cilindro interno do parafuso.



Fonte: Autoria própria, 2026.

Figura 4.7 – Unificação da malha de perfil helicoidal com a malha do cilindro interno do parafuso.

Fonte: autoria, 2026.



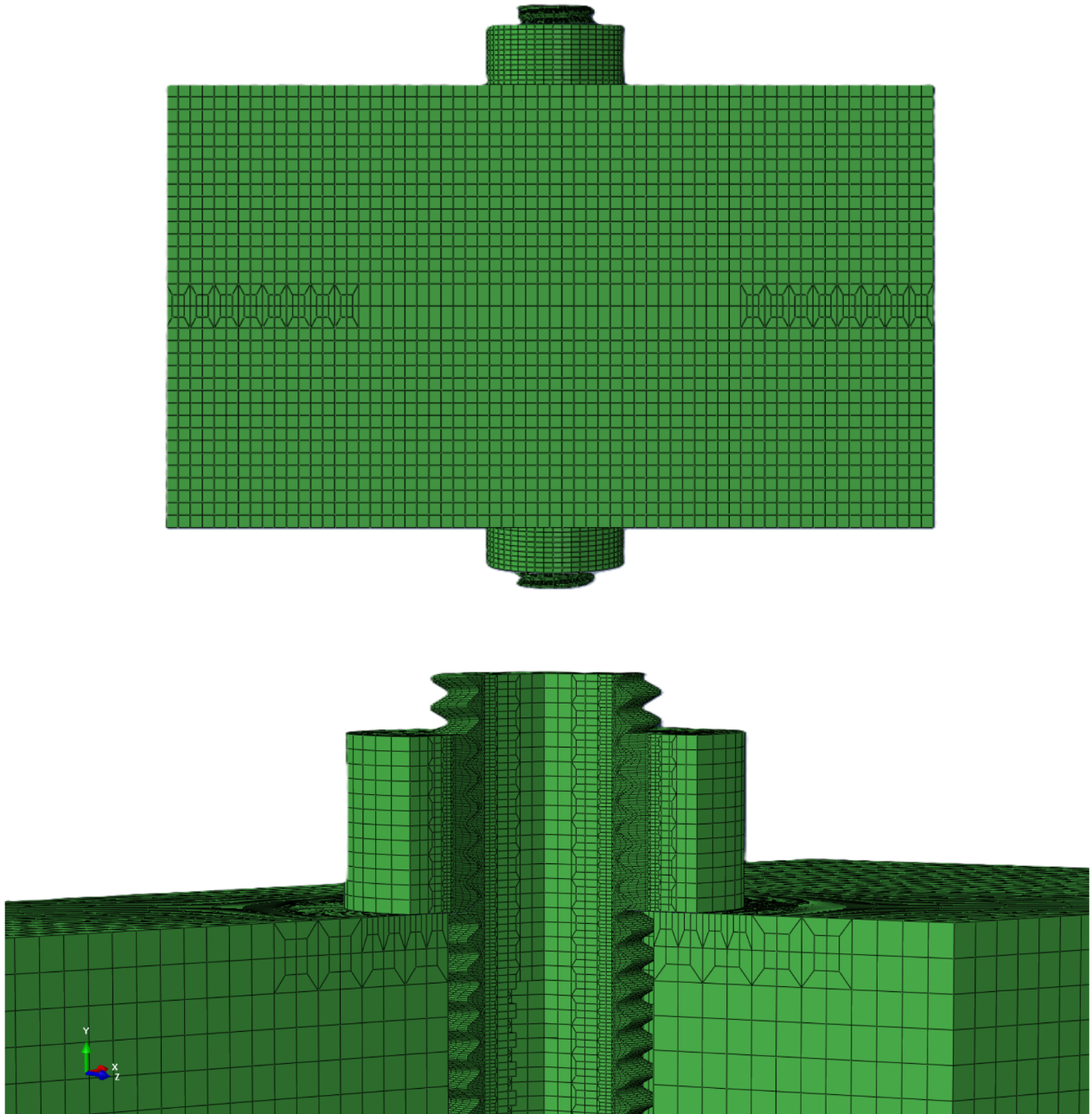
Fonte: Autoria própria, 2026.

No que se refere às flanges, optou-se por sua construção utilizando o software *HyperMesh*®, devido à maior praticidade oferecida pela ferramenta para modelagem e discretização de componentes estruturais de geometria mais simples. Após a geração individual de todos os componentes — parafuso, porca e flanges — realiza-se a etapa de montagem do conjunto no Abaqus®, reproduzindo a configuração experimental adotada nos ensaios.

Particular atenção foi dada à região em contato com a porca, onde os gradientes de tensão e as interações de contato são mais intensas. Foram modeladas duas flanges representadas por blocos retangulares com dimensões de $120 \times 140 \times 28$ mm, com um furo central de diâmetro conforme norma (API 6A:21, 2018). Para a discretização das flanges, adotou-se um tamanho característico de elemento (*mesh size*) de 1,5 mm na região próxima ao furo, enquanto que nas regiões periféricas o tamanho de elemento foi gradualmente aumentado para 8 mm. Reduzindo o custo computacional da simulação.

A montagem do conjunto completo foi então realizada conforme ilustrado na Figura 4.8, sendo composta por duas flanges sobrepostas uma a outra com um furo passante central de modo a permitir a passagem do parafuso, os quais são fixados por duas porcas em suas extremidades. As interações de contato consideradas no modelo incluem as interfaces porca–flange e flange–flange. Todos os contatos foram definidos do tipo *surface-to-surface*, com comportamento tangencial modelado pelo método *Penalty* e coeficiente de atrito igual a 0,065, cujo procedimento de obtenção é detalhado na subseção V. Para o comportamento normal, adotou-se o modelo de *hard contact*, impedindo a penetração entre as superfícies e garantindo a adequada transmissão de esforços compressivos. Adicionalmente foi considerada uma vista de 1/4 do modelo, com o intuito de possibilitar a visualização dos elementos internos da malha, especialmente na região dos filetes facilitando a inspeção da qualidade da discretização obtida por esse método, evidenciando a continuidade nodal e a coerência geométrica do conjunto.

Figura 4.8 – Montagem do conjunto completo da junta aparafusada utilizando o método de modelagem proposto por (FUKUOKA; NOMURA, 2008).



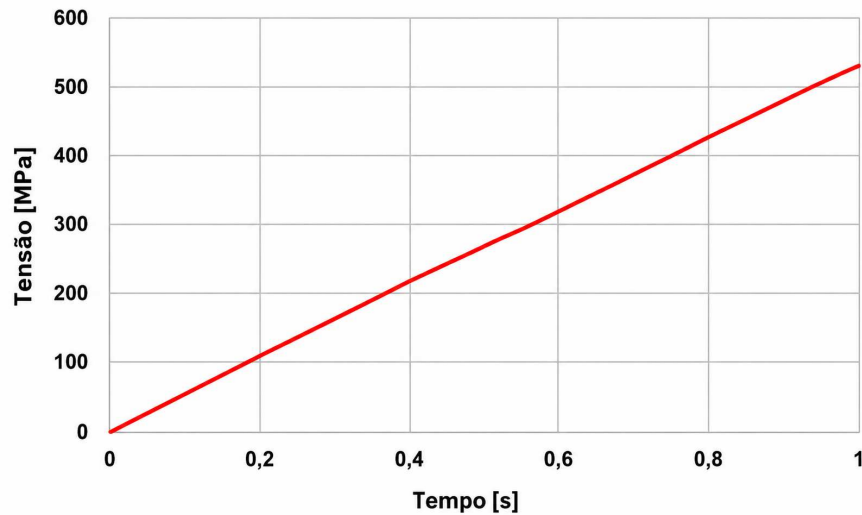
Fonte: Autoria própria, 2026.

Uma vez criados os componentes da simulação e as respectivas malhas procede-se para a simulação de aplicação de pré-carga do modelo regida pelas mesmas configurações de ensaio adotadas na Seção IV. As demais análises dinâmicas foram excluídas desta etapa, uma vez que o objetivo principal desta seção é avaliar a influência da modelagem geométrica detalhada do filete

sobre o comportamento da junta.

A Figura 4.9 apresenta a evolução da pré-carga obtida durante a etapa de aperto do modelo. Observa-se que a resposta numérica atinge o valor de pré-carga especificado para a condição experimental, evidenciando que a estratégia adotada não compromete a capacidade do modelo em reproduzir o carregamento global da junta.

Figura 4.9 – Evolução da pré-carga durante a etapa de aperto da junta aparafusada.



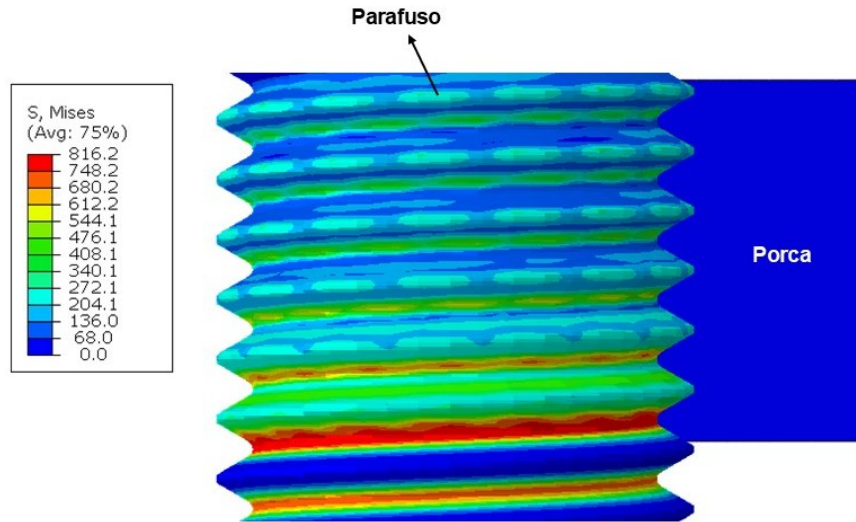
Fonte: Autoria própria, 2026.

A Figura 4.10 apresenta a distribuição de tensões de contato obtida na região dos filetes após a aplicação da pré-carga. Observa-se que as maiores tensões concentram-se nos primeiros filetes engajados da porca, comportamento em concordância com o explicitado anteriormente para juntas aparafusadas submetidas a carregamentos axiais. Tal resultado indica que o modelo é capaz de reproduzir adequadamente a transferência não uniforme de carga ao longo da interface rosqueada.

De maneira geral, os resultados obtidos indicam que a abordagem proposta permitiu representar de maneira adequada as condições de contato entre os filetes da interface parafuso-porca. Uma redistribuição mais uniforme das pressões e tensões desenvolvidas na região rosqueada, ao contrário dos resultados obtidos com a modelagem simplificada, em que geram concentradores de tensão em regiões específicas. Assim, a modelagem detalhada contribuiu para uma representação mais realista do comportamento mecânico da junta, aspectos fundamentais para a análise de fenômenos como o afrouxamento e a perda de pré-carga sob carregamentos dinâmicos.

Os resultados obtidos com a modelagem detalhada demonstram que a abordagem de Fukuoka e Nomura (2008) reproduz adequadamente tanto o carregamento global da junta durante o aperto quanto a transferência não uniforme de carga ao longo da interface rosca, com concentração de tensões nos primeiros filetes engajados e distribuição de pressão de contato mais suave, sem os

Figura 4.10 – Distribuição das tensões de contato na interface parafuso-porca após a aplicação da pré-carga.



Fonte: Autoria própria, 2026.

concentradores artificiais associados à discretização geométrica idealizada.

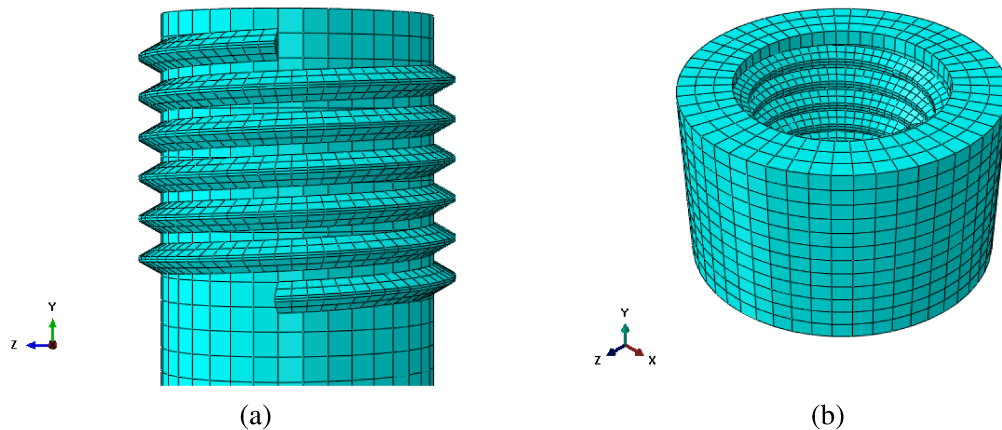
Apesar dessas vantagens, a reconstrução integral da geometria helicoidal resulta em um número elevado de elementos e em um custo computacional expressivo, sobretudo na região dos filetes. Enquanto tal custo é aceitável para a análise estática de aplicação da pré-carga, ele torna-se inviável para as simulações de carregamento transversal cíclico, que demandam a resolução de centenas de ciclos com contato não linear e microdeslizamentos sucessivos nas interfaces. Por essa razão, as análises dinâmicas conduzidas neste trabalho foram realizadas com um modelo de geometria simplificada, descrito a seguir, que preserva a representatividade física do problema a um custo computacional compatível com a simulação de longos intervalos de carregamento.

4.2 Construção da Geometria do Modelo Numérico Simplificado

Em particular, simula-se o comportamento de um conjunto estojo (parafuso sem cabeça), porcas e flanges sujeito a carregamentos cisalhantes. A Figura 4.11a mostra o parafuso simulado desenvolvido a partir da extrusão de um perfil cilíndrico maciço ao longo do eixo axial. A representação dos filetes foi realizada de forma simplificada por meio da criação de um perfil trapezoidal, correspondente à seção transversal da rosca, o qual foi posteriormente revolvido ao longo do eixo y e de acordo com o passo do estojo a ser simulado. Como resultado, obtém-se uma geometria helicoidal aproximada. Esse perfil helicoidal foi então acoplado ao corpo cilíndrico do

parafuso empregando-se restrições do tipo *tie*, o que garante a compatibilidade cinemática entre as regiões e permite a transmissão adequada dos esforços axiais e de cisalhamento durante a aplicação do pré-aperto.

Figura 4.11 – a) Vista lateral do modelo simplificado do parafuso com perfil trapezoidal representando a rosca. b) Vista isométrica do modelo simplificado da porca com perfil trapezoidal representando a rosca interna.

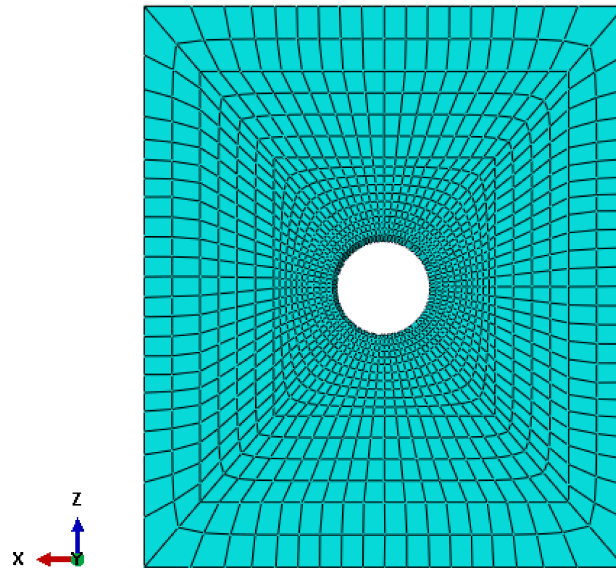


Fonte: Autoria própria, 2026.

De forma análoga, a Figura 4.11b mostra a porca modelada a partir da extrusão de um perfil cilíndrico vazado, representando o corpo principal do componente. Os filetes internos da porca foram gerados utilizando o mesmo procedimento adotado para o parafuso, com a criação de um perfil trapezoidal revolvido helicoidalmente ao longo do eixo axial, respeitando o passo correspondente ao estojo analisado. A geometria helicoidal resultante foi então acoplada ao corpo da porca assegurando a continuidade mecânica entre as partes.

Para a modelagem dos flanges foi construído um bloco sólido com furo passante central para a passagem do parafuso, sendo consideradas duas flanges idênticas, posicionadas de modo a serem aprisionadas axialmente pelas porcas durante a aplicação do pré-aperto e do carregamento lateral subsequente. Para a discretização por elementos finitos, adotou-se uma estratégia de refinamento progressivo da malha, conforme ilustrado na Figura 4.12, baseada em regiões concêntricas ao redor do furo. Uma porção mais interna localizada na região de contato entre a porca e o flange, uma região intermediária de transição e uma região externa onde os gradientes de tensão são menores. Essa transição gradual de refinamento evita variações abruptas no tamanho dos elementos, contribuindo para a qualidade da malha e reduzindo problemas de distorção ou má condicionamento numérico durante a análise. A configuração de refinamento de malha será melhor abordada na Seção 4.3.

Figura 4.12 – Refinamento adotado de malha na região de contato entre flange e porca.



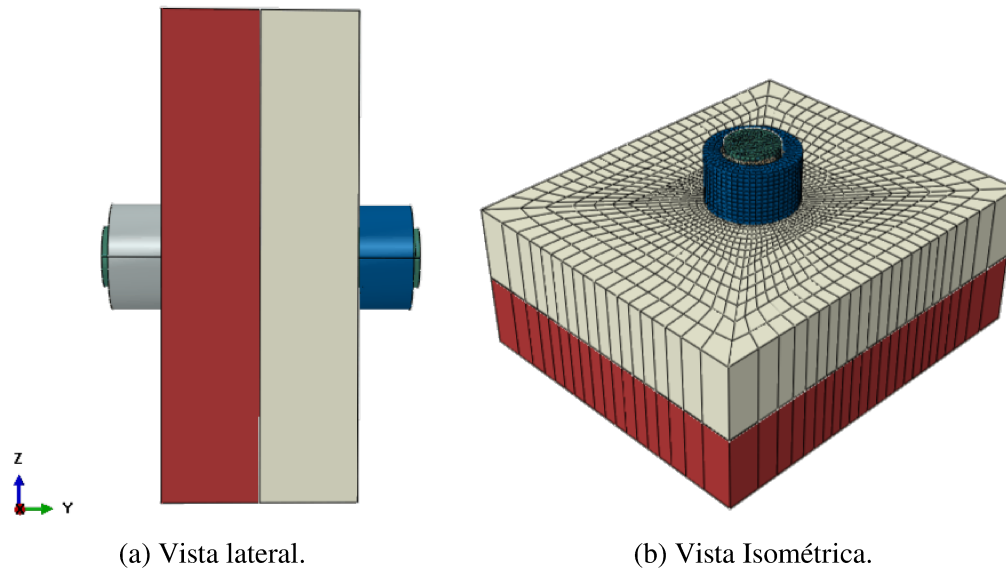
Fonte: Autoria própria, 2026.

Ambos os flanges foram posicionadas coaxialmente ao parafuso e mantidas em contato com as superfícies de apoio das porcas, reproduzindo a configuração experimental da junta aparafusada. O furo passante foi dimensionado de forma compatível com o diâmetro nominal do parafuso de acordo com a norma API 6A:21 (2018), permitindo a avaliação dos efeitos de contato, atrito e microdeslizamento lateral durante a aplicação do carregamento cisalhante. A montagem final do modelo simplificado da junta aparafusada é apresentada na Figura 4.13.

4.3 Análise e Convergência de Malha

Com o objetivo de avaliar a relação entre os resultados numéricos da simulação e o refinamento de malha, foi realizada uma análise de convergência utilizando o Abaqus® — um software para análises de elementos finitos, utilizado para simular comportamentos estruturais (DASSAULT SYSTEMES SIMULIA CORP., 2016). A discretização do modelo foi conduzida com base em uma estratégia de refinamento não uniforme, priorizando as regiões de maior relevância mecânica. Em particular, as regiões de contato entre os filetes de rosca do parafuso-porca foram definidas como zonas críticas, devido à elevada concentração de tensões e à presença de altos gradientes de pressão de contato. Dessa forma, ao longo dos filetes criaram-se elementos menores visando capturar adequadamente a distribuição de carga entre os primeiros filetes, reconhecidamente responsáveis

Figura 4.13 – Montagem final do modelo simplificado da junta aparafusada.



Fonte: Autoria própria, 2026.

pela maior parcela de pré-carga (PAI; HESS, 2002). Adicionalmente, manteve-se uma região refinada na interface entre a porca e o flange, considerada o segundo ponto crítico do modelo, de modo a garantir a adequada representação das condições de contato nessa região.

A partir dessas regiões críticas, foi aplicada uma transição gradual na dimensão dos elementos finitos, com aumento progressivo do tamanho dos elementos nas regiões afastadas das interfaces de contato. Essa abordagem se baseia no fato de que tais regiões apresentam campos de tensão mais suaves, permitindo o uso de elementos maiores sem comprometer a precisão das respostas de interesse e resultando em um menor custo computacional. A convergência de malha foi avaliada de forma acoplada, considerando simultaneamente variáveis locais e globais do modelo. Entre as variáveis locais, destacam-se a distribuição de carga entre os filetes e as pressões de contato, enquanto a principal variável global é a força de reação associada à aplicação de carga no pré-aperto. Todos os componentes foram discretizados utilizando elementos hexaédricos de primeira ordem com integração reduzida (C3D8R).

Os diferentes níveis de refinamento considerados no estudo de convergência são apresentados na Tabela 4.1, na qual são indicados os tamanhos característicos dos elementos nas regiões críticas e não críticas, bem como o número total de elementos em cada modelo.

Para essa análise, considera-se um estojo de 3/4" sujeito a um carregamento do tipo *bolt-load* em uma seção central e transversal ao eixo do parafuso, com magnitude de 105 kN. Esse valor foi determinado a partir da força interna necessária para que o parafuso atingisse aproximadamente

Tabela 4.1 – Configurações de malha adotadas para a análise de convergência considerando os diferentes níveis de refinamento.

Caso	Filetes (mm)	Parafuso-Porca (mm)	Chapa (mm)	Nº Elementos
M1	4,00	6,0	6 - 10 - 20	117 752
M2	2,00	3,0	3 - 6 - 12	39 784
M3	1,00	1,5	1,5 - 4 - 8	20 016
M4	0,75	1,12	1,12 - 4 - 8	3 180
M5	0,50	0,75	0,75 - 3 - 6	1 110

70 % de seu limite de escoamento, calculada por meio da Equação (2.1). Dessa forma, busca-se reproduzir uma condição representativa de pré-aperto, porém ainda dentro do regime elástico do material.

Para o monitoramento da resposta global do modelo, foi definido um ponto de referência (RP) localizado no centro do parafuso, ao qual foi acoplado o grau de liberdade axial. O deslocamento desse ponto foi restringido, permitindo a obtenção direta da força de reação desenvolvida no sistema. A convergência global foi avaliada a partir da força de reação obtida no RP para diferentes níveis de refinamento, conforme apresentado na Tabela 4.2.

Observa-se que os valores de força de reação apresentam variação pouco significativa entre as malhas refinadas, indicando a estabilização da resposta global do modelo. Mesmo para malhas mais grosseiras, os desvios permanecem baixos, o que sugere que a rigidez global do sistema é pouco sensível ao refinamento local extremo.

Tabela 4.2 – Resultados de força de reação no RP após aplicação de uma *bolt-load* de magnitude 105 kN na seção transversal do parafuso para os diferentes níveis de refinamento de malha.

	M1	M2	M3	M4	M5
Nº de Elementos	1 110	3 180	20 016	39 784	117 752
Força de Reação (N)	104 964	104 688	105 183	105 228	105 252
Erro (%)	-3,4e-4	-0,30	0,17	0,22	0,24

A convergência local foi avaliada com base na distribuição de carga entre os três primeiros filetes, uma vez que estes concentram a maior parcela da pré-carga.

A estimativa da força transmitida por cada filete foi realizada a partir das pressões de contato obtidas no modelo numérico. Ao invés de se utilizar diretamente valores máximos de pressão,

foi considerado o valor médio de CPRESS em cada filete, de modo a representar de forma mais adequada a distribuição real de contato. A força de contato associada a cada filete foi então estimada pela integração da pressão de contato sobre a área correspondente. Considerando a geometria helicoidal da rosca, a área de contato foi aproximada a partir da projeção da superfície de contato dos filetes, levando em conta o diâmetro médio e o passo da rosca.

Os resultados obtidos são apresentados nas Tabelas 4.3 a 4.5.

Tabela 4.3 – Porcentagem de carga suportada pelo primeiro filete em relação à força de reação total.

Caso	CPRESS Médio (MPa)	Força de Reação (N)	% Carga 1º Filete
M1	381	33 099	31,52
M2	335	29 103	27,72
M3	435	37 790	36,00
M4	460	39 962	38,06
M5	460	39 962	38,06

Tabela 4.4 – Porcentagem de carga suportada pelo segundo filete em relação à força de reação total.

Caso	CPRESS Médio (MPa)	Força de Reação (N)	% Carga 2º Filete
M1	286	24 846	23,66
M2	306	26 583	25,32
M3	298	25 888	24,66
M4	312	27 104	25,81
M5	315	27 365	25,81

Tabela 4.5 – Porcentagem de carga suportada pelo terceiro filete em relação à força de reação total.

Caso	CPRESS Médio (MPa)	Força de Reação (N)	% Carga 3º Filete
M1	297	25 801	24,57
M2	270	23 456	22,34
M3	251	21 805	20,77
M4	247	21 458	20,44
M5	248	21 545	20,52

Observa-se que, com o refinamento da malha, a distribuição de carga entre os filetes tende à estabilização, com o primeiro filete suportando aproximadamente 38 % da carga total, seguido pelo

segundo e terceiro filetes com contribuições progressivamente menores. Esse comportamento está em concordância qualitativa com o observado na literatura, na qual os três primeiros filetes são responsáveis pela maior parcela da carga transmitida na junta (PAI; HESS, 2002).

Do ponto de vista quantitativo, os valores de referência indicam que o primeiro, segundo e terceiro filetes suportam, respectivamente, cerca de 36,1 %, 21,6 % e 15,2 % da carga total (PAI; HESS, 2002). Comparando com os resultados obtidos neste trabalho, observa-se uma boa concordância geral quanto à tendência de decaimento da carga ao longo dos filetes, embora com uma leve superestimativa da carga no primeiro filete e, conseqüentemente, uma redistribuição nos filetes subsequentes.

Essa diferença pode ser atribuída a fatores como a modelagem do contato, a discretização da geometria dos filetes e a forma adotada de aplicação do pré-aperto, os quais influenciam diretamente a distribuição de pressões ao longo da rosca. Ainda assim, a proximidade dos resultados obtidos com os valores de referência, especialmente para as malhas mais refinadas, reforça a consistência da simulação desenvolvida.

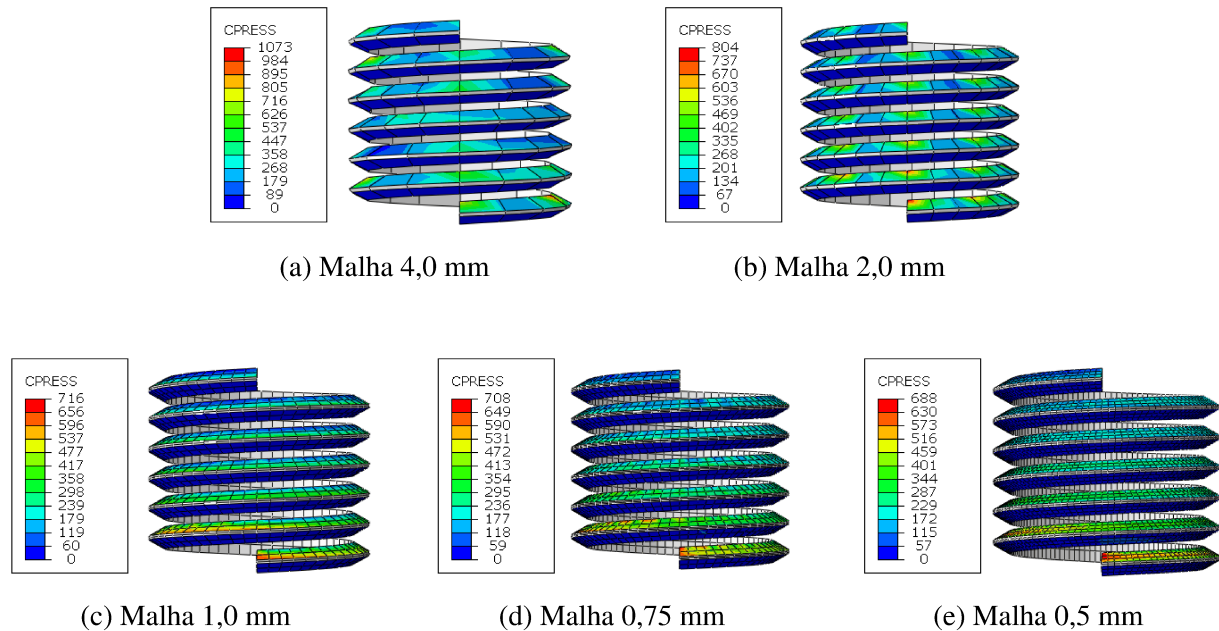
Adicionalmente, verifica-se que as malhas mais refinadas (0,75 mm e 0,5 mm) apresentam resultados praticamente idênticos, indicando a convergência da resposta local. Por outro lado, malhas mais grosseiras apresentam maior dispersão, especialmente na estimativa da carga no primeiro filete, evidenciando a necessidade de refinamento adequado nas regiões de contato.

Com base na análise dos resultados no estudo de convergência, a malha com elementos de tamanho médio de 1,0 mm na região dos filetes da rosca foi selecionada para as análises subsequentes. Essa discretização corresponde à condição intermediária entre as malhas avaliadas, situando-se entre a malha mais grosseira, utilizada para avaliação preliminar do comportamento global do modelo, e as malhas mais refinadas, empregadas para verificação da estabilização dos resultados numéricos. A escolha da malha de 1,0 mm foi motivada pelo fato de que os resultados obtidos para grandezas de interesse, como distribuição de tensões, deformações e força de reação, apresentaram diferenças pouco significativas em relação às malhas mais refinadas, indicando tendência de convergência numérica. Em contrapartida, o refinamento adicional da discretização implicou aumento expressivo do número de elementos, do tempo computacional e do custo de processamento, sem ganhos relevantes. Dessa forma, essa malha foi adotada no restante do trabalho por proporcionar um equilíbrio entre precisão numérica e custo computacional, garantindo estabilidade na solução e representatividade física do problema analisado.

A fim de complementar a análise quantitativa apresentada anteriormente, são mostradas na Figura 4.14 as distribuições de pressão de contato nos filetes para os diferentes níveis de refinamento de malha considerados. Para malhas mais grosseiras, a distribuição de pressão ao longo dos filetes apresenta regiões mais irregulares e menos definidas, com maior concentração localizada de tensões, o que pode comprometer a representação física do contato. À medida que o refinamento é

aumentado, a distribuição de pressão torna-se progressivamente mais suave e contínua, permitindo uma melhor identificação das regiões efetivamente carregadas.

Figura 4.14 – Distribuição de pressão de contato (CPRESS) nos filetes do parafuso para diferentes níveis de refinamento de malha.



Fonte: Autoria própria, 2026.

Em particular, nota-se que as malhas mais refinadas (0,75 mm e 0,5 mm) apresentam padrões de distribuição bastante semelhantes entre si, evidenciando a estabilização da resposta local do modelo. Esse comportamento está em concordância com os resultados quantitativos obtidos, nos quais a fração de carga suportada pelos primeiros filetes também apresenta convergência para esses níveis de discretização. Além disso, verifica-se visualmente que o primeiro filete concentra a maior intensidade de pressão de contato, seguido pelos filetes subsequentes com magnitudes progressivamente menores, corroborando tanto os resultados numéricos quanto as tendências reportadas na literatura.

Dessa forma, a análise qualitativa das distribuições de pressão reforça as conclusões obtidas a partir das métricas quantitativas, indicando que a discretização adotada de 1,0 mm é capaz de representar adequadamente o comportamento mecânico da junta roscada.

4.4 Reprodução Numérica do Ensaio Experimental

A reprodução numérica do ensaio experimental foi conduzida com base nos parâmetros obtidos na bancada de testes, buscando representar, com o maior grau de fidelidade possível, as condições de carregamento, contato e geometria observadas experimentalmente. Para tanto, foram definidos três casos de análise distintos, conforme apresentado na Tabela 4.6, variando o diâmetro nominal do estojo e a frequência de excitação aplicada. O primeiro caso considera um estojo de 7/8” submetido a carregamento cíclico com frequência de 1 Hz e amplitude de deslocamento de 0,5 mm. O segundo caso mantém a mesma frequência e amplitude de 1 Hz e 0,5 mm, porém com estojo de 3/4”. O terceiro caso retorna ao estojo de 7/8”, desta vez sob excitação de 5 Hz com amplitude reduzida para 0,4 mm. Em todos os casos, o intervalo de análise corresponde aos primeiros 100 segundos de carregamento dinâmico, o que equivale a 100 ciclos nos ensaios a 1 Hz e a 500 ciclos nos ensaios a 5 Hz. A adoção do tempo como variável do eixo horizontal, em detrimento do número de ciclos, foi intencional, de modo a permitir a comparação direta entre os casos em um mesmo plano gráfico.

Tabela 4.6 – Casos de análise numérica considerados no estudo.

Caso	Estojo	Frequência (Hz)	Amplitude (mm)	Duração (s)	Nº de Ciclos
C1	7/8”	1	0,5	100	100
C2	3/4”	1	0,5	100	100
C3	7/8”	5	0,4	100	500

4.4.1 Geometria e Propriedades do Material

A geometria adotada para os três casos segue a mesma estratégia de modelagem descrita na Seção 4.2, com a construção do estojo, das porcas e das flanges a partir de perfis trapezoidais helicoidais acoplados a corpos cilíndricos. Os flanges foram modeladas como blocos retangulares de dimensões 120×140×28 mm, mantidas idênticas para todos os casos analisados. A variação entre os casos de 3/4” e 7/8” recai exclusivamente sobre o diâmetro nominal do estojo e, conseqüentemente, sobre o diâmetro do furo passante central das flanges, dimensionado em conformidade com a norma (API 6A:21, 2018). A discretização da malha seguiu os critérios estabelecidos no estudo de convergência, com tamanho característico de elemento de 1,0 mm na região dos filetes e refinamento progressivo nas demais regiões, conforme detalhado na Seção 4.3.

Todos os componentes foram modelados como corpos deformáveis com comportamento elástico linear isotrópico, adotando módulo de elasticidade $E = 207$ GPa e coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$. Embora os dois materiais apresentem propriedades elásticas ligeiramente distintas, optou-se, por simplificação, a adoção de um mesmo modelo elástico. Para os componentes do conjunto roscado

(estojo, porcas e filetes), o modelo constitutivo foi complementado com um comportamento plástico isotrópico, uma vez que as altas pressões de contato e os gradientes de tensão concentrados nas raízes dos filetes podem localmente superar o limite de escoamento do material durante a aplicação da pré-carga e ao longo do carregamento cíclico.

A plasticidade foi definida por meio de uma curva de endurecimento isotrópico expressa em termos de tensão verdadeira em função da deformação plástica verdadeira, conforme requerido pelo Abaqus®(DASSAULT SYSTEMES SIMULIA CORP., 2016). Os valores adotados, apresentados na Tabela 4.7, foram extraídos a partir da curva tensão-deformação de engenharia do material obtida via ensaio de tração uniaxial, convertida para grandezas verdadeiras por meio das relações $\sigma_{\text{verd}} = \sigma_{\text{eng}}(1 + \varepsilon_{\text{eng}})$ e $\varepsilon_{\text{verd}} = \ln(1 + \varepsilon_{\text{eng}})$. O primeiro ponto da tabela corresponde ao início do escoamento, com deformação plástica nula, conforme exigido pelo formato de entrada do Abaqus ®para dados de plasticidade isotrópica.

Tabela 4.7 – Pontos da curva de endurecimento isotrópico adotada para o aço ASTM A320 L7.

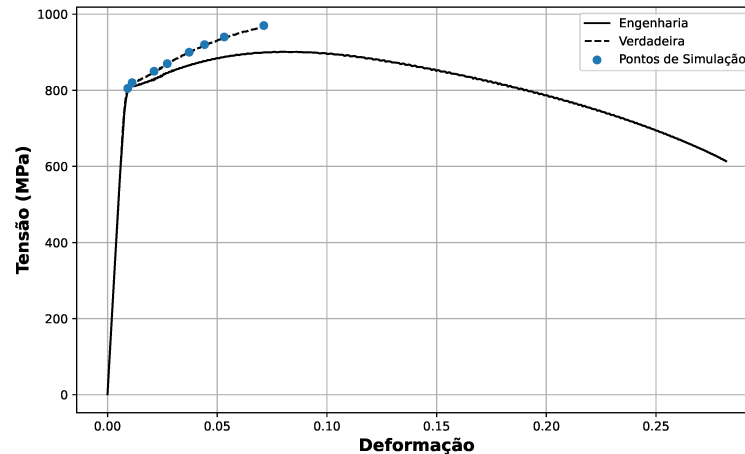
Tensão verdadeira (MPa)	Deformação plástica verdadeira
805	0,000
820	0,002
850	0,012
870	0,018
900	0,028
920	0,035
940	0,044
970	0,062

A Figura 4.15 apresenta as curvas de engenharia e verdadeira obtidas no ensaio de tração, com destaque para os pontos selecionados para a definição da curva de endurecimento na simulação.

Observa-se que os pontos adotados distribuem-se de forma representativa ao longo da região plástica da curva verdadeira, cobrindo o intervalo de tensões entre o escoamento e a resistência máxima do material, o que garante uma representação adequada do comportamento elastoplástico nos filetes durante as análises numéricas.

As flanges, por sua vez, foram mantidas com comportamento exclusivamente elástico linear, o que é justificado pela expectativa de que os níveis de tensão nessas regiões sejam menores ao longo de todo o carregamento aplicado, dado que os gradientes de tensão mais severos se concentram na região roscada e nas interfaces de contato entre filetes. Além de contribuir com um menor custo computacional.

Figura 4.15 – Curvas tensão-deformação de engenharia e verdadeira do aço ASTM A320 L7, com indicação dos pontos adotados na definição da plasticidade isotrópica do modelo numérico.



Fonte: Autoria própria, 2026.

4.4.2 Parâmetros da Pré-Carga

A determinação da força de pré-carga alvo para cada caso seguiu a formulação apresentada na Seção 2.2, adotando o coeficiente $K_i = 0,9$ e carga de prova $S_p = 0,67 S_y$, com limite de escoamento $S_y = 805$ MPa. As áreas resistentes à tração foram obtidas conforme tabulação de Shigley, Budynas e Nisbett (2015), sendo $A_t = 298,06$ mm² para o estojo de 7/8" e $A_t = 215,48$ mm² para o estojo de 3/4". Os valores resultantes de força inicial, torque de aperto e deformação axial alvo estão consolidados na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Parâmetros de pré-carga para os casos analisados.

Parâmetros	3/4"	7/8"
A_t (mm ²)	215,48	298,06
S_p (MPa)	539,35	539,35
F_i (N)	104.617	144.695
T (N·m)	239	386
$\varepsilon_{\text{alvo}}$ ($\mu\varepsilon$)	2426	2426

Esses valores serviram como critério de referência tanto para a calibração experimental, por meio da leitura dos extensômetros, quanto para a verificação da aplicação correta da pré-carga no modelo numérico.

4.4.3 Condições de Contato

A representação das interações entre os componentes da junta foi realizada por meio de pares de contato do tipo superfície-superfície, definidos entre as seguintes interfaces: (i) filetes do estojo e filetes da porca, (ii) superfície de apoio da porca e face da flange adjacente, e (iii) interface entre as duas flanges. Para todas as interfaces, o comportamento normal ao contato foi modelado pelo método de *hard contact*, que impede a interpenetração entre as superfícies e permite a separação livre quando a pressão de contato se torna nula.

Na formulação de *hard contact* com método de penalidade para o comportamento normal, o Abaqus® utiliza internamente um fator de escala de rigidez de contato (*contact stiffness scale factor*, k^*) para controlar a rigidez da penalização aplicada às forças de contato normais. Esse parâmetro influencia tanto a precisão na representação da impenetrabilidade entre as superfícies quanto o condicionamento numérico do sistema de equações, podendo afetar a convergência da solução em problemas com contato altamente não linear. O valor padrão do Abaqus® é $k^* = 1,0$, que foi adotado para o caso C1. Para os casos C2 e C3, entretanto, verificou-se que a adoção do valor padrão resultava em dificuldades de convergência durante o período de carregamento dinâmico, decorrentes da combinação entre a geometria da interface roscada, as amplitudes de deslizamento e as condições de contato cíclico. Nesses casos, o parâmetro foi ajustado para $k^* = 0,10$ no caso C2 (estojo 3/4", 1 Hz) e $k^* = 0,15$ no caso C3 (estojo 7/8", 5 Hz), valores que proporcionaram convergência estável sem comprometer a representação física do contato normal entre as superfícies.

O comportamento tangencial foi modelado pelo método de penalidade (*penalty friction formulation*). O coeficiente de atrito adotado para todas as interfaces, $\mu = 0,13$, foi obtido a partir dos resultados experimentais reportados por Jiang et al. (2002), que investigam as propriedades friccionais de juntas aparafusadas em função da velocidade de aperto e da força de aperto aplicada. Os valores de coeficiente de atrito reportados por esses autores situam-se na faixa de 0,13 a 0,15. Com base nessas observações, adotou-se o limite inferior da faixa reportada, $\mu = 0,13$, como valor de referência para o coeficiente de atrito experimental aplicado às interfaces do modelo numérico. Os parâmetros de contato adotados em cada interface e para cada caso de análise estão consolidados na Tabela 4.9.

4.4.4 Sequência de Steps e Condições de Contorno

A simulação foi organizada em três etapas (*steps*) sequenciais, cada uma correspondendo a uma fase distinta do processo físico representado. Essa estrutura busca reproduzir fielmente a sequência operacional do ensaio experimental, desde a aplicação do aperto inicial até o carregamento dinâmico cíclico.

Tabela 4.9 – Parâmetros de contato adotados nas interfaces do modelo numérico para cada caso de análise.

Interface	Comp. Normal	Fator k^*			Comp. Tangencial	Coef. Atrito
		C1	C2	C3		
Filetes estojo–porca	<i>Hard contact</i>	1,0	0,10	0,15	Penalidade	0,13
Porca–flange	<i>Hard contact</i>	1,0	1,0	1,0	Penalidade	0,13
Flange–flange	<i>Hard contact</i>	1,0	1,0	1,0	Penalidade	0,13

O primeiro *step* tem por objetivo reproduzir a aplicação da pré-carga na junta. Nessa etapa, uma velocidade angular de 0,88 rad/s foi imposta ao ponto de referência da porca inferior, promovendo sua rotação em torno do eixo axial do estojo até que a força axial desenvolvida no conjunto atingisse o valor de pré-carga alvo estabelecido na Tabela 4.8. A escolha da porca inferior como elemento de aperto é arbitrária do ponto de vista mecânico, uma vez que a distribuição resultante de tensões e forças de contato na junta é equivalente independentemente de qual extremidade do estojo seja utilizada para a aplicação do torque. Os outros elementos do modelo tiveram seus graus de liberdade restritos com exceção do parafuso que foi permitido deslocar-se axialmente, de modo a permitir o desenvolvimento da pré-carga.

O segundo *step* corresponde a um intervalo de equilíbrio estático no qual todas as cargas são mantidas constantes e a velocidade angular da porca é reduzida a zero. Essa etapa cumpre duas funções: permitir o assentamento numérico do modelo após a aplicação do aperto, dissipando eventuais oscilações inerciais residuais, e reproduzir o intervalo de estabilização observado experimentalmente entre o aperto da junta e o início do carregamento dinâmico. A inclusão deste passo é importante para garantir que o carregamento cíclico subsequente parta de um estado de equilíbrio bem definido, com a porca em repouso e a pré-carga estabilizada.

O terceiro *step*, corresponde à fase de excitação cíclica da junta. Nessa etapa, um deslocamento transversal senoidal foi aplicado à flange inferior na direção perpendicular ao eixo do estojo, com amplitude e frequência definidas conforme o caso analisado (Tabela 4.6). A flange superior permaneceu com seus graus de liberdade restritos em todas as direções, reproduzindo a condição de base fixa do aparato experimental. O carregamento foi aplicado sob controle de deslocamento, em conformidade com o procedimento experimental descrito na Seção 3.4. A duração total deste *step* foi de 100 segundos para todos os casos, com incremento de tempo adaptativo controlado pelo *solver* de modo a garantir a convergência em cada ciclo de carregamento.

CAPÍTULO V

FATOR DE CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO BASEADO NA ÁREA EFETIVA DE CONTATO ENTRE FILETES

A modelagem numérica do contato entre roscas apresenta diferenças inerentes em relação à condição experimental real, especialmente no que diz respeito à distribuição geométrica do contato entre os filetes do parafuso e da porca. Em componentes reais, desvios geométricos provenientes de tolerâncias de fabricação, excentricidades, rugosidade superficial e deformações locais fazem com que o contato entre os filetes não ocorra simultaneamente em todas as superfícies teoricamente conjugadas. Na prática, observa-se frequentemente que apenas uma das faces dos filetes encontra-se efetivamente em contato durante a transmissão de carga axial. A Figura 5.1 ilustra um recorte transversal do contato entre os filetes parafuso-porca, evidenciando a presença de contato efetivo em apenas um dos flancos do filete.

Figura 5.1 – Recorte transversal do contato entre os filetes parafuso-porca.



Fonte: Autoria própria, 2026.

Entretanto, na modelagem por elementos finitos adotada neste trabalho, a geometria idealizada

da rosca implica contato simultâneo entre todas as superfícies conjugadas dos filetes. Embora o coeficiente de atrito entre dois materiais seja, do ponto de vista físico, uma propriedade associada ao par tribológico em contato e independente da área de contato, sua influência sobre o comportamento mecânico da interface é mediada, no contexto do método dos elementos finitos, pela pressão de contato local. Conforme a formulação do modelo de Coulomb isotrópico implementado no Abaqus®, o escorregamento relativo entre superfícies em contato é governado pela tensão de atrito equivalente τ_{eq} , que é comparada a uma tensão crítica τ_{crit} proporcional à pressão de contato p_n , expressa como:

$$\tau_{crit} = \mu p_n \quad (5.1)$$

Na Equação 5.1 em que τ_{crit} representa a tensão tangencial crítica admissível, μ corresponde ao coeficiente de atrito e p_n representa a pressão normal de contato atuante localmente na interface. O escorregamento ocorre quando $\tau_{eq} \geq \tau_{crit}$, de modo que a condição de deslizamento relativo e, conseqüentemente, o comportamento de aperto da junta é diretamente determinada pela distribuição de pressão de contato calculada internamente pelo solver. Essa pressão de contato constitui uma resposta física do problema e não pode ser imposta diretamente pelo usuário como parâmetro de entrada da simulação.

Neste contexto, a diferença entre a área de contato idealizada do modelo numérico e a área efetiva experimental gera uma distribuição de pressão de contato distinta entre as duas condições. Uma vez que a pressão de contato não pode ser ajustada diretamente como parâmetro de entrada no modelo, o coeficiente de atrito passa a ser o parâmetro acessível ao usuário capaz de corrigir indiretamente esse desequilíbrio. Nesse sentido, a modificação do coeficiente de atrito adotada neste trabalho não deve ser interpretada como uma alteração da propriedade tribológica intrínseca dos materiais em contato. O parâmetro ajustado atua, na realidade, como um fator corretivo associado à formulação do contato numérico, cujo objetivo é compensar os efeitos decorrentes da superestimação geométrica da área de contato no modelo idealizado.

Assim, ao reduzir o coeficiente de atrito utilizado na simulação, reduz-se simultaneamente o limite crítico de tensão tangencial admissível, permitindo que os níveis efetivos de carregamento tangencial desenvolvidos na interface tornem-se compatíveis com aqueles observados experimentalmente. Em outras palavras, o ajuste de μ é utilizado como uma estratégia indireta para calibrar o estado de tensões de contato resultante do modelo, preservando a equivalência mecânica entre a resposta numérica e o comportamento físico real da junta aparafusada.

Portanto, considerando a formulação clássica do atrito de Coulomb, a força de atrito pode ser escrita como na Equação (5.2).

$$F_{at} = \mu N \quad (5.2)$$

Na Equação (5.2) em que N corresponde à força normal resultante sobre a superfície de contato. Admitindo uma distribuição contínua de pressão normal p_n ao longo da interface, a força normal pode ser expressa pela Equação (5.3) como a integral da pressão normal sobre a área de contato A .

$$N = \int_A p_n dA \quad (5.3)$$

Substituindo esta expressão na Equação (5.2), obtém-se a formulação integral da força de atrito presente na Equação (5.4).

$$F_{\text{at}} = \mu \int_A p_n dA \quad (5.4)$$

Dessa forma, observa-se que a força de atrito depende simultaneamente da pressão normal distribuída e da área efetiva de contato. Assim, caso a área de contato no modelo numérico seja artificialmente superior à condição experimental, a utilização direta do mesmo coeficiente de atrito experimental resultaria em uma força tangencial equivalente também superior, produzindo um comportamento não representativo da condição física real.

Com o objetivo de preservar a equivalência mecânica entre o modelo experimental e o modelo numérico, os níveis de pressão atuantes nos filetes tanto na simulação quanto no experimento devem ser mantidos em concordância. Tal fator busca compensar a diferença entre a área efetiva de contato experimental e a área geométrica idealizada presente na simulação.

Para determinar esta área de contato idealizada, considera-se inicialmente a superfície helicoidal correspondente ao flanco carregado do filete da rosca. Com o objetivo de simplificar a formulação geométrica, assume-se que o flanco do filete apresenta raio constante ao longo de sua largura de contato, desprezando-se a inclinação associada à coordenada ao longo do flanco. Dessa forma, a superfície helicoidal pode ser parametrizada apenas em função da coordenada angular θ da seguinte forma:

$$\mathbf{r}(\theta) = \begin{bmatrix} R \cos \theta \\ R \sin \theta \\ \frac{p}{2\pi} \theta \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

Da parametrização apresentada, tem-se que R representa o raio médio do filete, enquanto p corresponde ao passo da rosca. O comprimento diferencial ao longo da hélice é obtido a partir da derivada da parametrização em relação à coordenada angular e a norma deste vetor tangente fornece o comprimento diferencial da hélice, conforme apresentado na Equação (5.6).

$$\left\| \frac{d\mathbf{r}}{d\theta} \right\| = \sqrt{(-R \sin \theta)^2 + (R \cos \theta)^2 + \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2} \quad (5.6)$$

Utilizando a identidade trigonométrica $\sin^2 \theta + \cos^2 \theta = 1$, obtém-se a expressão simplificada para a norma euclidianas do vetor tangente, apresentada na Equação (5.7).

$$\left\| \frac{d\mathbf{r}}{d\theta} \right\| = \sqrt{R^2 + \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2} \quad (5.7)$$

Assim, o comprimento total da hélice correspondente a uma volta completa do filete pode ser calculado por meio da integração do comprimento diferencial ao longo da coordenada angular θ variando de 0 a 2π , conforme apresentado na Equação (5.8).

$$L_\theta = \int_0^{2\pi} \sqrt{R^2 + \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2} d\theta \quad (5.8)$$

Como o integrando é constante em relação à coordenada angular, a integral pode ser resolvida de forma direta, resultando na expressão para o comprimento total da hélice apresentada na Equação (5.9).

$$L_\theta = 2\pi \sqrt{R^2 + \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2} \quad (5.9)$$

Esta expressão pode ser reescrita de forma equivalente conforme apresentado na Equação (5.10).

$$L_\theta = \sqrt{(2\pi R)^2 + p^2} \quad (5.10)$$

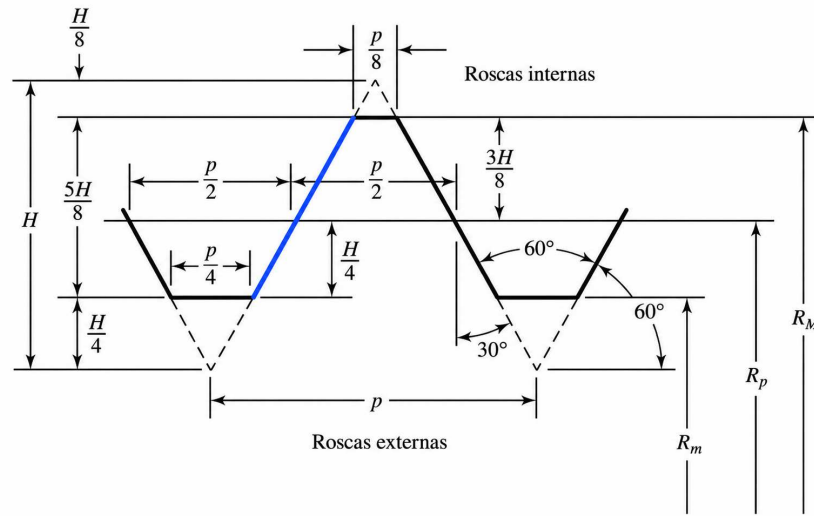
Determinado o comprimento ao longo da hélice, necessita-se, por fim, calcular o comprimento do flanco do filete L_s obtido a partir da geometria da rosca métrica ISO, como destacado na Figura 5.2.

Na geometria fundamental da rosca métrica triangular, o parâmetro p representa o passo da rosca, definido como a distância axial entre dois filetes consecutivos. A altura do triângulo fundamental da rosca, denotada por H , é obtida a partir da relação geométrica do triângulo equilátero, sendo expressa por $H = \frac{\sqrt{3}}{2}p$. O parâmetro R_M corresponde ao raio maior da rosca, associado à superfície que define o diâmetro externo da rosca. O parâmetro R_m representa o raio menor, correspondente à região do fundo dos filetes e associado ao diâmetro interno da rosca. Por sua vez, R_p define o raio de passo. Considerando a diferença radial entre R_M e R_m do filete e o ângulo de 60° do flanco da rosca, tem-se:

$$L_s = \frac{R_{\max} - R_{\min}}{\sin 60^\circ} \quad (5.11)$$

Finalmente, a área total aproximada do flanco carregado correspondente a um único filete pode ser expressa como:

Figura 5.2 – Representação do filete da rosca métrica ISO.



Fonte: (SHIGLEY; BUDYNAS; NISBETT, 2015).

$$A_{total} \approx L_{\theta} L_s \quad (5.12)$$

Substituindo as Equações 5.10 e 5.11:

$$A_{total} \approx \sqrt{(2\pi R)^2 + p^2} \frac{R_{max} - R_{min}}{\sin 60^\circ} \quad (5.13)$$

A partir da determinação da área total de contato prevista numericamente, define-se um fator corretivo η associado à razão entre a área efetiva experimental e a área idealizada da simulação:

$$\eta = \frac{A_{exp}}{A_{total}} \quad (5.14)$$

Dessa forma, o coeficiente de atrito utilizado na simulação passa a ser corrigido segundo:

$$\mu_{corr} = \eta \mu_{exp} \quad (5.15)$$

Portanto, da Equação 5.15, o coeficiente efetivamente adotado no modelo numérico μ_{corr} é obtido a partir do coeficiente de atrito experimental μ_{exp} multiplicado pelo fator de correção η , que representa a razão entre as áreas efetivas de contato. A adoção desta abordagem permite que as pressões normais médias e as forças tangenciais desenvolvidas numericamente permaneçam representativas da condição experimental real, mesmo diante das simplificações geométricas inerentes à modelagem idealizada do contato entre roscas.

CAPÍTULO VI

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O presente capítulo apresenta os resultados obtidos a partir das simulações numéricas desenvolvidas no Capítulo IV e sua comparação com os dados experimentais descritos no Capítulo III. Especificamente comparam-se as evoluções das curvas de pré-carga simulada e experimental quando a junta aparafusada é submetida a carregamentos cíclicos. A análise é conduzida em duas etapas distintas. Na primeira, os resultados são apresentados utilizando o coeficiente de atrito experimental $\mu = 0,13$ aplicado diretamente a todas as interfaces do modelo, incluindo a interface entre os filetes do estojo e da porca. Na segunda etapa, o fator de correção η desenvolvido no Capítulo V é aplicado ao coeficiente de atrito da interface dos filetes, e os resultados corrigidos são novamente comparados aos dados experimentais.

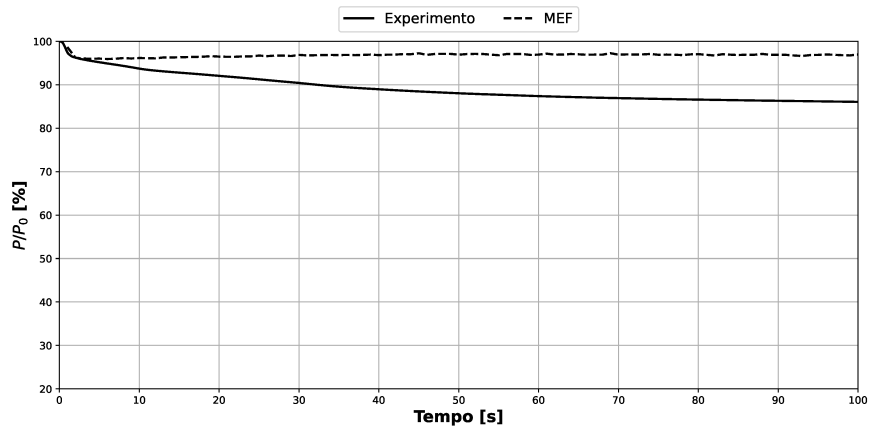
Os resultados são expressos em termos da razão P/P_0 (%), em que P representa a pré-carga instantânea no estojo e P_0 a pré-carga inicial aplicada, em função do tempo de ensaio. Essa normalização permite a comparação direta entre os três casos analisados, independentemente do diâmetro nominal do estojo ou das condições de carregamento.

6.1 Resultados com Coeficiente de Atrito Experimental

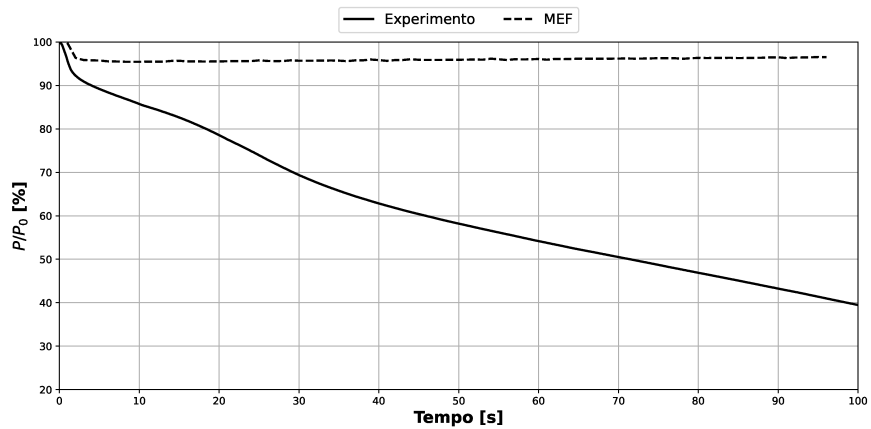
As Figuras 6.1a, 6.1b e 6.1c apresentam a evolução temporal da pré-carga para os casos C1, C2 e C3, respectivamente, comparando os resultados experimentais com as previsões do modelo de elementos finitos obtidas com $\mu = 0,13$ em todas as interfaces.

A análise dos três casos revela uma discrepância sistemática e consistente entre as respostas numérica e experimental. Em todos os ensaios, a curva experimental apresenta uma redução progressiva da pré-carga ao longo do tempo, com características distintas conforme as condições de carregamento. No caso C1 (estojo 7/8", 1 Hz), o decaimento é suave e contínuo, com a pré-carga reduzindo-se de aproximadamente 100 % para cerca de 85 % ao final dos 100 segundos, sem que haja qualquer sinal de estabilização dentro do intervalo analisado. O caso C2 (estojo 3/4", 1 Hz)

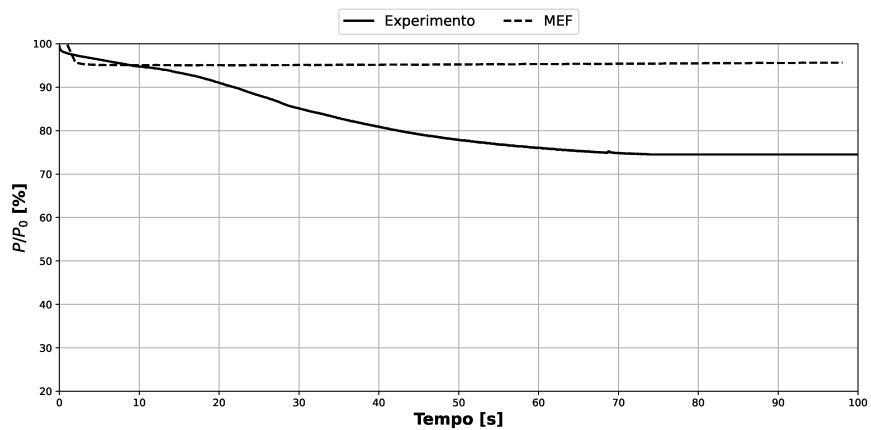
Figura 6.1 – Evolução da pré-carga normalizada P/P_0 para os três casos analisados, utilizando o coeficiente de atrito experimental $\mu = 0,13$ aplicado a todas as interfaces.



(a) Caso C1 - Estojo 7/8", 1 Hz, 0,5 mm.



(b) Caso C2 - Estojo 3/4", 1 Hz, 0,5 mm.



(c) Caso C3 - Estojo 7/8", 5 Hz, 0,4 mm.

Fonte: Autoria própria, 2026.

apresenta o comportamento mais severo dos três: a pré-carga decai de forma aproximadamente contínua e sem desaceleração perceptível, partindo de 100 % e atingindo valores próximos a 40 % ao final do ensaio. Essa diferença em relação ao C1 indica que o estojo de menor diâmetro é significativamente mais suscetível ao autoafrouxamento nas condições ensaiadas, o que é coerente com a menor rigidez torsional e a menor força de aperto absoluta associadas ao menor diâmetro nominal. O caso C3 (estojo 7/8", 5 Hz, 0,4 mm), por sua vez, apresenta decaimento de 100 % para aproximadamente 75 %, com taxa inicial mais elevada que se atenua progressivamente a partir de aproximadamente 60 segundos, tendendo à estabilização ao final do intervalo analisado.

Em contrapartida, as curvas numéricas obtidas com $\mu = 0,13$ permanecem essencialmente constantes em torno de 95 a 96 % da pré-carga inicial durante todo o intervalo de análise nos três casos, sem apresentar qualquer tendência de decaimento progressivo. O modelo responde ao carregamento transversal cíclico com pequenas oscilações elásticas em torno do valor médio de pré-carga, mas não reproduz o fenômeno de autoafrouxamento observado experimentalmente.

Esse comportamento indica que, com o coeficiente de atrito adotado, a resistência friccional nas interfaces de contato é suficientemente elevada para impedir o deslizamento relativo entre os filetes do estojo e da porca ao longo de todos os ciclos de carregamento. Em outras palavras, o modelo permanece em regime de aderência (*stick*) durante toda a análise, sem que o limite de deslizamento definido pela Equação (5.1) seja atingido em nenhum ponto da interface. Como consequência, o torque de afrouxamento T_l discutido na Seção 2.5 nunca se desenvolve de forma suficiente para promover a rotação reversa da porca, e o mecanismo físico responsável pelo autoafrouxamento rotacional é completamente suprimido no modelo.

Essa constatação aponta diretamente para o coeficiente de atrito como o parâmetro de maior influência na capacidade do modelo de reproduzir o fenômeno. Conforme discutido no Capítulo V, a aplicação do coeficiente experimental $\mu = 0,13$ à interface dos filetes sem qualquer correção implica a utilização de uma área de contato idealizada superior à efetivamente observada no ensaio, o que resulta em forças tangenciais resistentes artificialmente elevadas. A superestimação dessas forças bloqueia o início do deslizamento nos filetes e, conseqüentemente, impede o desenvolvimento do mecanismo de autoafrouxamento. A investigação e correção desse efeito são apresentadas na seção a seguir.

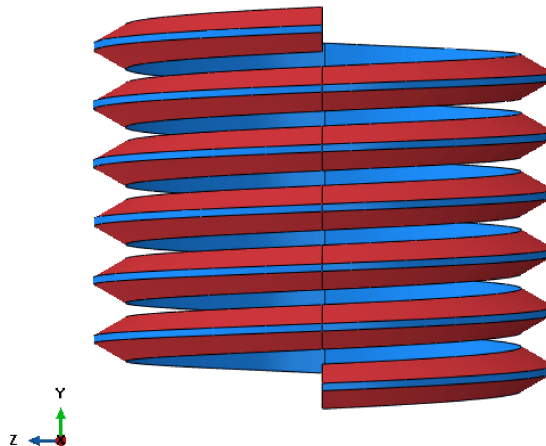
6.2 Cálculo do Fator de Correção do Coeficiente de Atrito

Diante da incapacidade do modelo numérico de reproduzir o fenômeno de autoafrouxamento com o coeficiente de atrito experimental aplicado diretamente à interface dos filetes, recorre-se à metodologia de correção desenvolvida no Capítulo V. Conforme discutido, uma possibilidade para a discrepância entre os resultados simulado e experimental é a superestimação da área de

contato entre os filetes na simulação, decorrente da idealização geométrica inerente ao método dos elementos finitos. A presente seção detalha a determinação numérica do fator de correção η e o coeficiente de atrito corrigido μ_{corr} a ser adotado na interface dos filetes para os casos de análise.

A Figura 6.2 ilustra a condição de contato entre os filetes do estojo e da porca no modelo numérico. As regiões em vermelho representam as superfícies do estojo e da porca em contato simultâneo em ambos os flancos do filete. Essa configuração é característica da geometria idealizada adotada na simulação, na qual o perfil trapezoidal do filete estabelece contato completo com o perfil correspondente da porca em ambas as faces carregadas.

Figura 6.2 – Visualização da área de contato entre os filetes do estojo e da porca no modelo numérico. As regiões em vermelho indicam superfícies em contato, enquanto as regiões em azul representam superfícies sem contato, evidenciando a idealização geométrica adotada na modelagem da interface roscada.



Fonte: Autoria própria, 2026.

Adicionalmente, a face plana superior do filete de largura $p/8$, correspondente à crista da rosca externa (região central em azul), não é incorporada ao cálculo da área de contato efetiva, uma vez que sua contribuição para a resistência ao deslizamento é desconsiderada no modelo com vistas à redução do custo computacional. Dessa forma, a área experimental efetiva A_{exp} corresponde exclusivamente à área de um único flanco do filete, e a área idealizada do modelo numérico A_{num} corresponde à soma das áreas dos dois flancos em contato.

Assim, as dimensões geométricas dos filetes para os dois diâmetros nominais foram obtidas a partir das equações básicas da norma ASME B1.1, correspondentes aos estojos ensaiados. Os valores calculados estão consolidados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Dimensões geométricas dos filetes obtidas conforme ASME B1.1 para os diâmetros nominais analisados.

	3/4"	7/8"
d (mm)	19,050	22,225
p (mm)	2,540	2,822
$R_{\max}$ (mm)	9,525	11,113
$R_{\min}$ (mm)	7,967	9,381
R (mm)	8,700	10,196

A partir dos valores da Tabela 6.1, calculam-se o comprimento do flanco L_s e o comprimento da hélice L_θ para cada diâmetro, conforme as Equações 5.11 e 5.10 do Capítulo V. Os resultados são apresentados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Comprimentos e áreas calculadas para os flancos dos filetes.

	3/4"	7/8"
L_s (mm)	3,116	3,463
L_θ (mm)	54,723	64,125
$A_{\exp}$ (mm ²)	170,54	222,05
A_{num} (mm ²)	341,08	444,09

Substituindo os valores de $A_{\exp}$ e A_{num} na Equação 5.14, obtém-se o fator de correção:

$$\eta = \frac{A_{\exp}}{A_{\text{num}}} = \frac{A_{\text{inferior}}}{2 A_{\text{inferior}}} = \frac{1}{2} = 0,5 \quad (6.1)$$

O resultado $\eta = 0,5$ é matematicamente independente das dimensões específicas do filete, sendo uma consequência direta da hipótese de que a área experimental corresponde a exatamente um dos dois flancos em contato no modelo idealizado. Esse resultado é consistente para ambos os diâmetros analisados, o que confere generalidade à abordagem proposta.

Adotando o coeficiente de atrito experimental $\mu_{\exp} = 0,13$, o coeficiente corrigido a ser aplicado à interface dos filetes na simulação é obtido por:

$$\mu_{\text{corr}} = \eta \mu_{\exp} = 0,5 \times 0,13 = 0,065 \quad (6.2)$$

Esse valor substitui o coeficiente $\mu = 0,13$ anteriormente adotado na interface dos filetes, mantendo-se inalterados os coeficientes das interfaces porca-flange e flange-flange. A redução do coeficiente de atrito na interface dos filetes de 0,13 para 0,065 implica uma redução proporcional no limite crítico de tensão tangencial admissível τ_{crit} definido pela Equação (5.2), tornando o início do deslizamento relativo entre os filetes acessível sob as amplitudes de carregamento transversal aplicadas nos ensaios. Os resultados obtidos com o coeficiente corrigido são apresentados e

discutidos na seção a seguir.

6.3 Resultados com Coeficiente de Atrito Corrigido

As Figuras 6.3a, 6.3b e 6.3c apresentam comparações entre os resultados experimentais e as previsões do modelo de elementos finitos obtidas com o coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$, para os casos C1, C2 e C3, respectivamente.

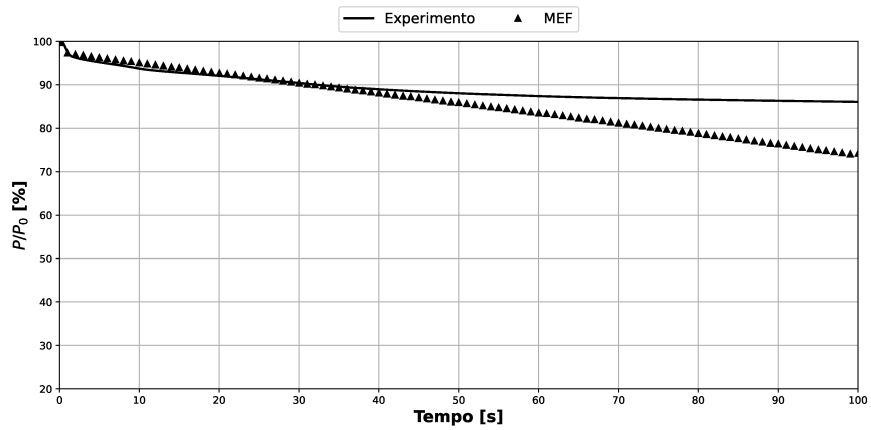
A aplicação do fator de correção $\eta = 0,5$ promoveu uma mudança qualitativa fundamental no comportamento do modelo numérico: ao contrário dos resultados apresentados na Seção 6.1, em que a pré-carga permanecia essencialmente constante ao longo de todo o ensaio, as simulações com $\mu_{\text{corr}} = 0,065$ reproduzem consistentemente o fenômeno de autoafrouxamento progressivo em todos os três casos analisados. Essa mudança confirma que a redução do coeficiente de atrito na interface dos filetes é condição suficiente para que o modelo numérico capture o início do deslizamento relativo entre as superfícies roscadas e, conseqüentemente, o desenvolvimento do torque de afrouxamento T_l responsável pela rotação reversa da porca.

No caso C1 (estojo 7/8", 1 Hz), a concordância entre as curvas numérica e experimental é satisfatória ao longo de todo o intervalo analisado. Ambas as curvas partem de valores próximos a 99 % e apresentam decaimento progressivo e qualitativamente semelhante até aproximadamente 50 segundos, quando as curvas divergem ligeiramente: o modelo numérico prossegue com decaimento mais acentuado, atingindo cerca de 75 % ao final dos 100 segundos, enquanto a curva experimental estabiliza em torno de 85 %. Essa subestimação do valor final de pré-carga pelo modelo pode ser atribuída à ausência de mecanismos de acomodação superficial (*embedding*) e desgaste por *fretting*, que experimentalmente contribuem para a desaceleração da taxa de afrouxamento e tendem a estabilizar a pré-carga em patamares superiores aos previstos por modelos que consideram apenas o deslizamento friccional.

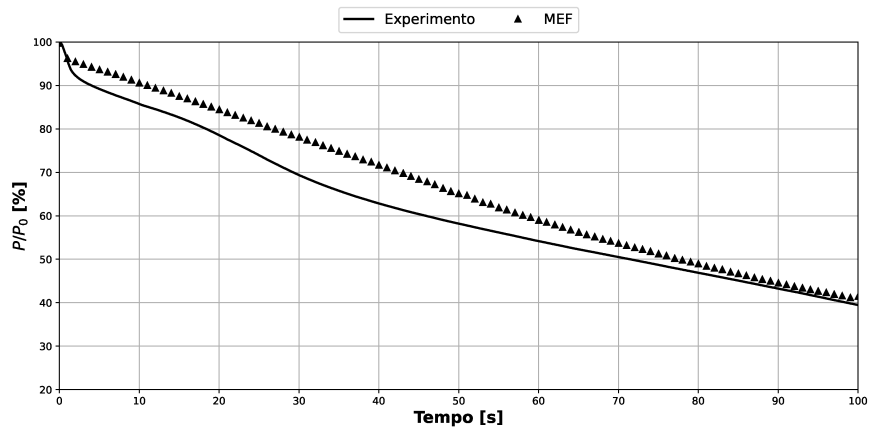
O caso C2 (estojo 3/4", 1 Hz) apresenta a melhor concordância quantitativa entre os três casos analisados. As curvas experimental e numérica seguem trajetórias muito próximas ao longo de todo o intervalo de 100 segundos, com ambas exibindo decaimento contínuo sem estabilização clara. Ao final do ensaio, o modelo prevê $P/P_0 \approx 41$ %, em concordância com o valor experimental de aproximadamente 40 %. A principal divergência é observada nos primeiros 30 segundos, quando a curva numérica apresenta taxa de decaimento ligeiramente inferior à experimental, sugerindo que o modelo subestima a taxa inicial de perda de pré-carga, possivelmente em decorrência da ausência de efeitos de assentamento inicial que atuam de forma mais pronunciada nos instantes iniciais do ensaio.

No caso C3 (estojo 7/8", 5 Hz), o modelo numérico reproduz corretamente a tendência geral de decaimento, porém com divergência quantitativa mais pronunciada em relação aos demais casos.

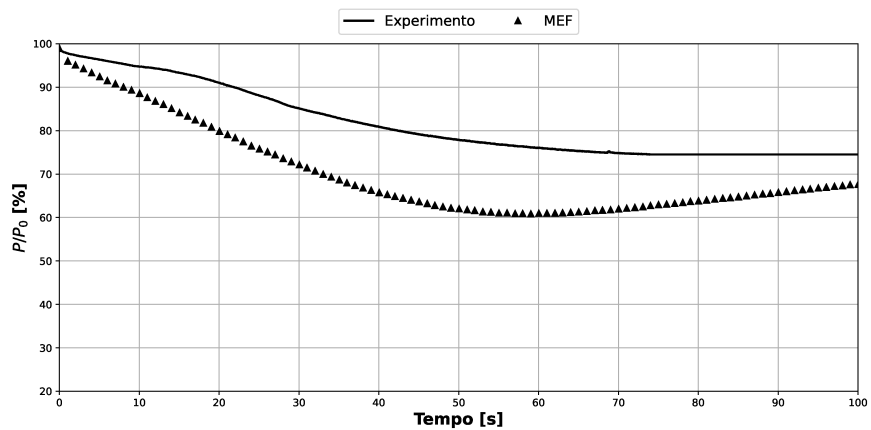
Figura 6.3 – Evolução da pré-carga normalizada P/P_0 para os três casos analisados, utilizando o coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$ nas interfaces dos filetes.



(a) Caso C1 - Estojo 7/8", 1 Hz, 0,5 mm.



(b) Caso C2 - Estojo 3/4", 1 Hz, 0,5 mm.



(c) Caso C3 - Estojo 7/8", 5 Hz, 0,4 mm.

Fonte: Autoria própria, 2026.

A curva MEF apresenta queda mais acentuada nos primeiros 40 segundos, atingindo uma região de estabilização em torno de 62 % a partir de aproximadamente 50 segundos, enquanto a curva experimental exhibe decaimento mais gradual ao longo de todo o intervalo, estabilizando em torno de 75 %. Essa discrepância mais acentuada no caso de maior frequência sugere que o modelo numérico, na formulação atual, não captura completamente os efeitos associados ao aumento da frequência de excitação sobre o mecanismo de afrouxamento, o que pode estar relacionado à forma como a dissipação de energia é representada no modelo durante os ciclos de deslizamento a frequências mais elevadas.

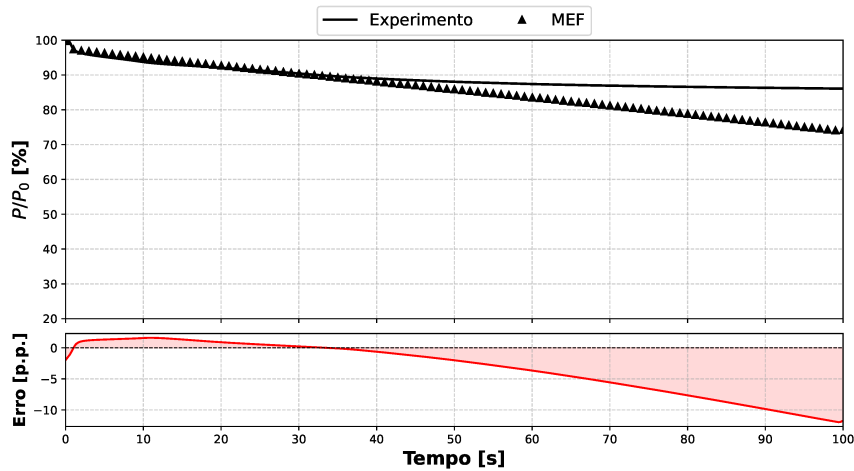
Com o objetivo de quantificar a concordância entre os resultados numéricos e experimentais, calculou-se o erro pontual entre as curvas MEF e experimento ao longo do intervalo de análise, definido como a diferença MEF – Experimento em cada instante de tempo. A partir desse vetor de erro, foram determinadas três métricas escalares: a raiz do erro quadrático médio (*Root Mean Square Error*, RMSE), o erro absoluto médio (*Mean Absolute Error*, MAE) e o erro absoluto máximo $E_{\max}$. Todas as métricas são expressas em pontos percentuais (p.p.), uma vez que as curvas comparadas representam a razão P/P_0 em porcentagem. Os valores obtidos para os três casos estão apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Métricas de erro entre as curvas numérica e experimental para os três casos analisados com coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$.

Caso	Configuração	RMSE (p.p.)	MAE (p.p.)	$E_{\max}$ (p.p.)
C1	Estojo 7/8", 1 Hz, 0,5 mm	5,26	3,83	11,96
C2	Estojo 3/4", 1 Hz, 0,5 mm	5,55	4,91	9,11
C3	Estojo 7/8", 5 Hz, 0,4 mm	11,93	11,35	15,94

O caso C1 apresentou RMSE de 5,26 p.p. e MAE de 3,83 p.p., com erro máximo de 11,96 p.p., concentrado na região de maior divergência entre as curvas, observada após os 50 segundos de ensaio, quando o modelo numérico subestima o valor residual de pré-carga. A Figura 6.4 apresenta o gráfico duplo composto pela evolução das curvas de pré-carga no painel superior e pela evolução temporal do erro pontual no painel inferior.

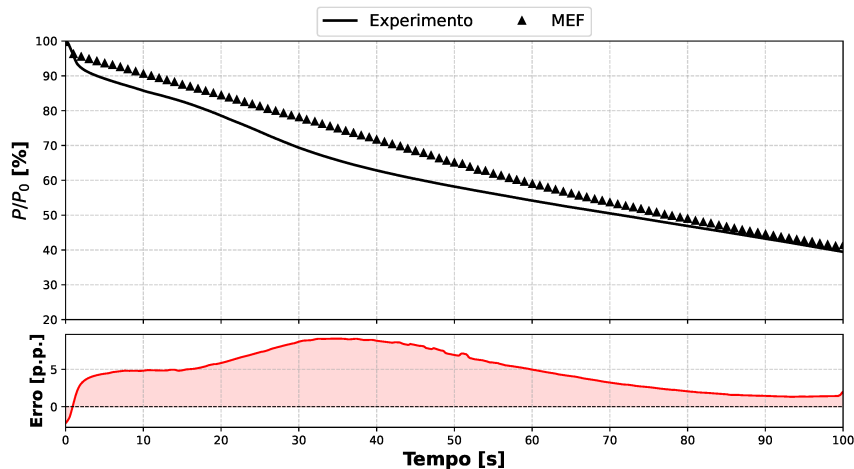
Figura 6.4 – Evolução do erro entre os resultados numéricos e experimentais para o caso C1 utilizando o coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$.



Fonte: Autoria própria, 2026.

Para o caso C2, apresentado na Figura 6.5, obteve-se um RMSE de 5,55 p.p. e MAE de 4,91 p.p., com erro máximo de 9,11 p.p.

Figura 6.5 – Evolução do erro entre os resultados numéricos e experimentais para o caso C2 utilizando o coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$.

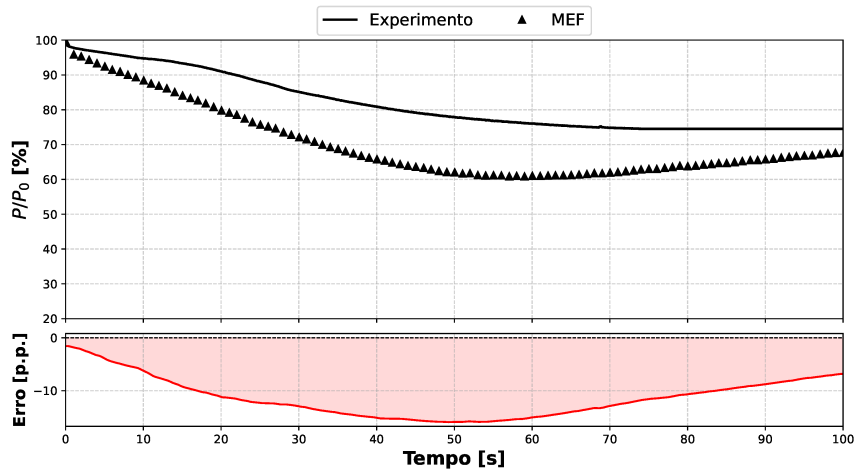


Fonte: Autoria própria, 2026.

O caso C3 apresentou os maiores desvios entre os três casos, com RMSE de 11,93 p.p., MAE de 11,35 p.p. e erro máximo de 15,94 p.p., o que é coerente com a maior divergência quantitativa

observada na Figura 6.6.

Figura 6.6 – Evolução do erro entre os resultados numéricos e experimentais para o caso C3 utilizando o coeficiente de atrito corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$.



Fonte: Autoria própria, 2026.

De forma geral, os resultados demonstram que a metodologia de correção do coeficiente de atrito baseada na área efetiva de contato entre filetes é capaz de habilitar o modelo numérico a reproduzir o fenômeno de autoafrouxamento. A comparação entre os resultados com e sem correção sugere que o coeficiente de atrito na interface dos filetes é um dos parâmetros de maior sensibilidade do modelo, exercendo influência determinante sobre a capacidade do conjunto roscado de resistir ao afrouxamento sob carregamentos transversais cíclicos. Esse resultado está em concordância com as observações reportadas na literatura, que indicam que o coeficiente de atrito é um dos principais fatores de controle do autoafrouxamento rotacional em juntas aparafusadas (HOUSARI; NASSAR, 2006; JUNKER, 1972).

Vale destacar a relevância do intervalo de perda de pré-carga reproduzido pelo modelo numérico desenvolvido neste trabalho, em especial para o caso C2. Estudos clássicos da literatura que utilizam o método dos elementos finitos para investigar o fenômeno de autoafrouxamento em juntas aparafusadas, como os de Zhang, Jiang e Lee (2007), Gong e Liu (2018) e Chen, Gao e Guan (2017), apresentam comparações entre resultados numéricos e experimentais restritas a faixas de perda de pré-carga da ordem de 10 a 15% em relação ao valor inicial. Essa limitação decorre, em grande parte, do elevado custo computacional associado à simulação de um número expressivo de ciclos de carregamento, o que restringe o intervalo de análise aos estágios iniciais do fenômeno. Em contrapartida, o modelo desenvolvido neste trabalho, foi capaz de reproduzir a evolução da pré-carga ao longo de um intervalo consideravelmente mais amplo: no caso C2 a simulação acompanhou

uma redução de aproximadamente 60% da pré-carga inicial, com boa concordância quantitativa em relação aos dados experimentais ao longo de todo esse intervalo. Esse resultado representa uma contribuição relevante do ponto de vista da capacidade preditiva do modelo, demonstrando que a abordagem adotada é capaz de capturar não apenas os estágios iniciais do autoafrouxamento, mas também a evolução progressiva do fenômeno.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES

O presente trabalho investigou o fenômeno de perda de pré-carga em juntas aparafusadas submetidas a carregamentos transversais cíclicos por meio de uma abordagem experimental e numérica. Do ponto de vista experimental, o aparato desenvolvido com base na configuração tipo Junker mostrou-se adequado para a reprodução controlada do fenômeno de autoafrouxamento em laboratório. A instrumentação interna dos estojos com extensômetros elétricos de resistência posicionados em ranhura longitudinal permitiu o monitoramento contínuo e direto da evolução da pré-carga ao longo dos ensaios, sem interferência nas condições de contato da junta. Os três casos ensaiados confirmaram o caráter progressivo do fenômeno e evidenciaram a influência das condições de carregamento e da geometria do estojó sobre a taxa de perda de pré-carga.

A comparação entre os casos C1 e C2, ambos submetidos à mesma frequência de 1 Hz e amplitude de 0,5 mm, revelou que o estojó de 3/4” apresentou suscetibilidade ao autoafrouxamento significativamente superior à do estojó de 7/8”. Enquanto o caso C1 exibiu decaimento suave com tendência à estabilização em torno de 85 % da pré-carga inicial ao final dos 100 segundos, o caso C2 apresentou redução contínua e sem estabilização, atingindo aproximadamente 40 % da pré-carga inicial no mesmo intervalo.

A comparação entre os casos C1 e C3 ambos com estojó de 7/8”, diferindo na frequência (1 Hz e 5 Hz) e na amplitude (0,5 mm e 0,4 mm, respectivamente) indicou que o aumento da frequência de excitação intensificou o fenômeno de autoafrouxamento mesmo com amplitude ligeiramente reduzida. O caso C3 apresentou taxa de decaimento inicial mais elevada e atingiu valores de pré-carga residual inferiores aos do caso C1 ao final do intervalo analisado, sugerindo que a frequência de excitação exerce influência relevante sobre o mecanismo de perda de pré-carga nas condições investigadas, possivelmente por aumentar a taxa de acúmulo de microdeslizamentos nos filetes por unidade de tempo.

Do ponto de vista numérico, o modelo de elementos finitos desenvolvido no Abaqus® demonstrou que a aplicação direta do coeficiente de atrito experimental $\mu = 0,13$ à interface dos filetes é

insuficiente para permitir que o modelo reproduza o fenômeno de autoafrouxamento. Nessa condição, a resistência friccional idealizada impede completamente o início do deslizamento relativo entre os filetes em todos os ciclos de carregamento, mantendo a pré-carga essencialmente constante e revelando a sensibilidade crítica do modelo ao parâmetro de atrito na interface roscada.

A metodologia de correção do coeficiente de atrito baseada na área efetiva de contato entre filetes, desenvolvida no Capítulo V, mostrou-se capaz de corrigir essa limitação. O fator de correção $\eta = 0,5$, obtido como razão entre a área experimental de contato correspondente a um único flanco do filete e a área idealizada do modelo numérico correspondente a dois flancos em contato simultâneo, é matematicamente independente das dimensões específicas do filete, conferindo generalidade à abordagem proposta. Com a aplicação do coeficiente corrigido $\mu_{\text{corr}} = 0,065$, o modelo passou a reproduzir o fenômeno de autoafrouxamento progressivo em todos os três casos analisados, confirmando que o atrito na interface dos filetes é o parâmetro de controle preponderante da capacidade do modelo de capturar o mecanismo de perda de pré-carga. A concordância entre os resultados numéricos e experimentais obtidos com o fator de correção foi avaliada por meio de métricas quantitativas de erro. Para o caso C1, obteve-se RMSE de 5,26 p.p. e MAE de 3,83 p.p.; para o caso C2, RMSE de 5,55 p.p. e MAE de 4,91 p.p.; e para o caso C3, RMSE de 11,93 p.p. e MAE de 11,35 p.p. Os casos C1 e C2 apresentaram concordância satisfatória ao longo de todo o intervalo analisado, com erros médios inferiores a 6 p.p., ao passo que o caso C3 exibiu desvios mais pronunciados. A diferença entre RMSE e MAE manteve-se reduzida nos três casos, indicando distribuição uniforme do erro ao longo do tempo sem concentração em instantes isolados, com exceção dos picos capturados pelo E_{max} de 11,96 p.p., 9,11 p.p. e 15,94 p.p. para os casos C1, C2 e C3, respectivamente.

Dentre as limitações identificadas na formulação numérica atual, destacam-se a ausência de um modelo de desgaste incremental que represente a evolução da geometria de contato entre os filetes ao longo dos ciclos, a adoção de coeficiente de atrito constante ao longo de toda a análise sem considerar sua variação em função do deslizamento acumulado e do estado tribológico das superfícies, e a necessidade de ajuste individual do fator de escala de rigidez de contato k^* para cada caso de análise, cuja relação com as condições de carregamento não pôde ser sistematizada com a quantidade de ensaios disponível.

7.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Com base nas limitações identificadas na formulação numérica desenvolvida, apresentam-se as seguintes sugestões para a continuidade da pesquisa:

- Substituir o modelo de plasticidade isotrópica pelo endurecimento cinemático ou por uma formulação mista isotrópica-cinemática, mais adequada à resposta dos filetes sob ciclos

repetidos de carregamento transversal;

- Incorporar uma lei de desgaste incremental, como a lei de Archard, acoplada ao modelo de elementos finitos, de modo a representar a evolução progressiva da geometria de contato entre os filetes e os efeitos associados de redistribuição de pressão e desaceleração da taxa de afrouxamento;
- Adotar um modelo de atrito dependente do estado, no qual o coeficiente varie em função do deslizamento acumulado, da velocidade de deslizamento ou de variáveis de desgaste, permitindo uma representação mais fiel do comportamento tribológico das interfaces ao longo do ensaio;
- Estender a metodologia a juntas confeccionadas com outros materiais, como ligas de alumínio e aços inoxidáveis, de modo a avaliar a generalidade do fator de correção η e ampliar o escopo de aplicação dos resultados;
- Sistematizar a relação entre o fator de escala de rigidez de contato k^* e as condições de carregamento, hoje ajustado individualmente para cada caso de análise;
- Realizar ensaios repetidos para cada configuração, verificando a repetibilidade dos resultados experimentais e possibilitando análises de propagação de incertezas, nas quais a variabilidade dos parâmetros de entrada — como coeficiente de atrito, pré-carga inicial e propriedades do material — seja sistematicamente propagada para as grandezas de saída, fornecendo bandas de confiança para as previsões do modelo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALEXANDER, D. A. The piper alpha oil rig disaster. **International handbook of traumatic stress syndromes**, Springer, Boston, MA, p. 461–470, 1993.
- API 6A:21. **Specification for Wellhead and Tree Equipment**. American Petroleum Institute. Washington, D.C., United States, 2018.
- ASTM F606/F606M. **Standard Test Methods for Determining the Mechanical Properties of Externally and Internally Threaded Fasteners, Washers, Direct Tension Indicators, and Rivets**. Barr Harbor, United States, 2021.
- BATHE, K.-J. **Finite element procedures**. United States of America: Klaus-Jurgen Bathe, 2006.
- BEHESHTI, M. **Fatigue life prediction of threaded pipe connection**. Tese (Doutorado) — Brunel University London, 2017.
- BICKFORD, J. **Handbook of bolts and bolted joints**. Boca Raton, FL: CRC press, 1998.
- BICKFORD, J. H. **Introduction to the design and behavior of bolted joints: non-gasketed joints**. Boca Raton, FL: CRC press, 2007.
- CHEN, Y.; GAO, Q.; GUAN, Z. Self-loosening failure analysis of bolt joints under vibration considering the tightening process. **Shock and Vibration**, Wiley Online Library, v. 2017, n. 1, p. 2038421, 2017. 10.1155/2017/2038421.
- COOK, R. D. et al. **Concepts and applications of finite element analysis**. Wisconsin, USA: John wiley & sons, 2007.
- DASSAULT SYSTEMES SIMULIA CORP. **Abaqus Documentation**. Providence, RI, USA, 2016. Version 2016.
- DIETER, G. E.; BACON, D. **Mechanical metallurgy**. New York, USA: McGraw-hill New York, 1976. v. 3.
- DIN 6151. **Aerospace series - Dynamic testing of the locking characteristics of fasteners under transverse loading conditions (vibration test)**. Berlin, Germany, 2002.
- FUKUOKA, T. **The mechanics of threaded fasteners and bolted joints for engineering and design**. Oxford, UK: Elsevier, 2022.

FUKUOKA, T.; NOMURA, M. Proposition of helical thread modeling with accurate geometry and finite element analysis. **Journal of Pressure Vessel Technology**, The American Society of Mechanical Engineers, v. 130, n. 1, 2008. 10.1115/1.2826433.

GARIBOLDI, E.; SPIGARELLI, S. Creep and high-temperature deformation of metals and alloys. **Metals**, MDPI, v. 9, n. 10, p. 1087, 2019. 10.3390/met9101087.

GONG, H.; DING, X.; LIU, J.; FENG, H. Review of research on loosening of threaded fasteners. **Friction**, Springer, v. 10, n. 3, p. 335–359, 2022. 10.1007/s40544-021-0497-1.

GONG, H.; LIU, J. Some factors affecting the loosening failure of bolted joints under vibration using finite element analysis. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 232, n. 21, p. 3942–3953, 2018. 10.1177/0954406217745337.

GONG, H.; LIU, J.; DING, X. Thorough understanding on the mechanism of vibration-induced loosening of threaded fasteners based on modified iwan model. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 473, p. 115238, 2020. 10.1016/j.jsv.2020.115238.

GUAN, Z.; MU, J.; SU, F.; BIAN, T.; HUANG, Y.; LI, Z. Pull-through mechanical behavior of composite fastener threads. **Applied Composite Materials**, Springer, v. 22, n. 3, p. 251–267, 2015. 10.1007/s10443-014-9404-5.

HOFMANN, M.; FASS, M.; EBERHARD, A.; KLEIN, M.; BAUMGARTNER, J.; OECHSNER, M.; MELZ, T. Method of accumulation of preload loss of bolted joints due to rotational self-loosening caused by cyclic, transversal excitation. **Engineering Failure Analysis**, Elsevier, v. 162, p. 108404, 2024. 10.1016/j.engfailanal.2024.108404.

HOUSARI, B. A.; NASSAR, S. A. Effect of thread and bearing friction coefficients on the vibration-induced loosening of threaded fasteners. **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 129, n. 4, p. 484–494, 2006. 10.1115/1.2748473.

ISO 16047. **Fasteners — Torque/clamp force testing**. Iso 16047:2005. Geneva, Switzerland, 2005.

ISO 16130. **Aerospace series — Dynamic testing of the locking behaviour of bolted connections under transverse loading conditions (vibration test)**. Iso 16130:2015(e). Geneva, Switzerland, 2015.

IWAN, W. D. A distributed-element model for hysteresis and its steady-state dynamic response. **Journal of Applied Mechanics**, v. 33, n. 4, p. 893–900, 1966. 10.1115/1.3625199.

IZUMI, S.; YOKOYAMA, T.; IWASAKI, A.; SAKAI, S. Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener. **Engineering failure analysis**, Elsevier, v. 12, n. 4, p. 604–615, 2005. 10.1016/j.engfailanal.2004.09.009.

JIANG, Y.; ZHANG, M.; LEE, C.-H. A study of early stage self-loosening of bolted joints. **Journal of Mechanical Design**, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, v. 125, n. 3, p. 518–526, 2003. 10.1115/1.1586936.

JIANG, Y.; ZHANG, M.; PARK, T.-W.; LEE, C.-H. An experimental investigation on frictional properties of bolted joints. **ASME Pressure Vessels and Piping Conference**, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, v. 19442, p. 59–66, 2002. 10.1115/PVP2002-1083.

JIANG, Y.; ZHANG, M.; PARK, T.-W.; LEE, C.-H. An experimental study of self-loosening of bolted joints. **Journal of Mechanical Design**, v. 126, n. 5, p. 925–931, 2004. 10.1115/1.1767814.

JUNKER, G. H. Criteria for self loosening of fasteners under vibration. **Aircraft engineering and aerospace technology**, MCB UP Ltd, v. 44, n. 10, p. 14–16, 1972. 10.1108/eb034949.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamentals of Machine Component Design**. New York, USA: John Wiley & Sons, INC., 2012.

KOGA, K. Loosening by repeated impact of threaded fastenings. **Bulletin of JSME**, The Japan Society of Mechanical Engineers, v. 13, n. 55, p. 140–149, 1970. 10.1299/jsme1958.13.140.

LIU, J.; OUYANG, H.; FENG, Z.; CAI, Z.; LIU, X.; ZHU, M. Study on self-loosening of bolted joints excited by dynamic axial load. **Tribology international**, Elsevier, v. 115, p. 432–451, 2017. 10.1016/j.triboint.2017.05.037.

LIU, J.; OUYANG, H.; PENG, J.; ZHANG, C.; ZHOU, P.; MA, L.; ZHU, M. Experimental and numerical studies of bolted joints subjected to axial excitation. **Wear**, Elsevier, v. 346, p. 66–77, 2016. 10.1016/j.wear.2015.10.012.

LIU, X.; FAN, J.; WANG, H.; JIANG, J.; LIU, J.; GONG, X.; PENG, J.; ZHU, M. Effect of wear between contact surfaces on self-loosening behaviour of bolted joint under low frequency torsional excitation. **Tribology International**, Elsevier, v. 174, p. 107764, 2022. 10.1016/j.triboint.2022.107764.

LIU, Z.; YAN, X.; ZHENG, M.; WANG, Y.; CHEN, W.; LI, Y. The effect of tightening again on bolt loosening under transverse load: experimental and finite element analysis. **Structures**, Elsevier, v. 44, p. 1303–1311, 2022. 10.1016/j.istruc.2022.08.049.

MA, S.; LI, H. Experimental and numerical investigation of tensile behavior in prefabricated rigid flange connections: Influence of high-strength bolt hole diameter. In: ELSEVIER. **Structures**. Henan University, China, 2025. v. 79, p. 109494. 10.1016/j.istruc.2024.109494.

MADGE, J.; LEEN, S.; SHIPWAY, P. The critical role of fretting wear in the analysis of fretting fatigue. **Wear**, Elsevier, v. 263, n. 1-6, p. 542–551, 2007. 10.1016/j.wear.2006.11.021.

MCCOLL, I.; DING, J.; LEEN, S. B. Finite element simulation and experimental validation of fretting wear. **Wear**, Elsevier, v. 256, n. 11-12, p. 1114–1127, 2004. 10.1016/j.wear.2003.07.001.

MONCARZ, P. D.; TAYLOR, R. K. Engineering process failure—hyatt walkway collapse. **Journal of Performance of Constructed Facilities**, American Society of Civil Engineers, v. 14, n. 2, p. 46–50, 2000.

NORTON, R. L. **Projeto de maquinas**. [S.l.]: bookman editora, 2013.

- PAI, N.; HESS, D. Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads. **Journal of sound and vibration**, Elsevier, v. 253, n. 3, p. 585–602, 2002. 10.1006/jsvi.2001.4006.
- PAI, N.; HESS, D. Influence of fastener placement on vibration-induced loosening. **Journal of Sound Vibration**, v. 268, n. 3, p. 617–626, 2003. 10.1016/S0022-460X(03)00369-9.
- PAI, N. G.; HESS, D. P. Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load. **Engineering failure analysis**, Elsevier, v. 9, n. 4, p. 383–402, 2002.
- ROUSSEAU, R. I.; BOUZID, A.-H. The tightening and untightening modeling and simulation of bolted joints. **Machines**, MDPI, v. 12, n. 9, p. 654, 2024. 10.3390/machines12090654.
- ROUSSEAU, R. I.; BOUZID, A.-H. Effect of clamped member material and thickness on bolt self-loosening under transverse loads. **Materials**, MDPI, v. 18, n. 2, p. 462, 2025. 10.3390/ma18020462.
- SHIGLEY, J. E.; BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 10th. ed. New York, USA: McGraw-Hill Education, 2015.
- SZLOSAREK, R.; HOLZMÜLLER, P.; KRÖGER, M. Analyzing the fretting fatigue of bolt joints by experiments and finite element analysis. **Lubricants**, MDPI, v. 11, n. 8, p. 348, 2023. 10.3390/lubricants11080348.
- YAN, X.; LIU, Z.; ZHENG, M.; LI, Y.; WANG, Y.; CHEN, W. Preload control method of threaded fasteners: a review. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, Springer, 2024. 10.1186/s10033-024-01082-w.
- YANG, K.; BAI, Y.; DING, C. Loss of preload of unprotected bolted joints considering environmental effects: A comparative study. **Journal of Constructional Steel Research**, Elsevier, v. 211, p. 108211, 2023. 10.1016/j.jcsr.2023.108211.
- YU, Q.; YANG, X.; ZHOU, H. An experimental study on the relationship between torque and preload of threaded connections. **Advances in Mechanical Engineering**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 10, n. 8, 2018. 10.1177/16878140187970.
- ZHANG, M.; JIANG, Y.; LEE, C.-H. Finite element modeling of self-loosening of bolted joints. **Journal of Mechanical Design**, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, v. 129, n. 2, p. 218–226, 2007. 10.1115/1.2406092.
- ZHANG, M.; LU, L.; WANG, W.; ZENG, D. The roles of thread wear on self-loosening behavior of bolted joints under transverse cyclic loading. **Wear**, Elsevier, v. 394, p. 30–39, 2018. 10.1016/j.wear.2017.10.006.
- ZHANG, M.; ZENG, D.; LU, L.; ZHANG, Y.; WANG, J.; XU, J. Finite element modelling and experimental validation of bolt loosening due to thread wear under transverse cyclic loading. **Engineering Failure Analysis**, Elsevier, v. 104, p. 341–353, 2019. 10.1016/j.engfailanal.2019.05.001.
- ZHU, L.; HONG, J.; JIANG, X. On controlling preload and estimating anti-loosening performance in threaded fasteners based on accurate contact modeling. **Tribology International**, Elsevier, v. 95, p. 181–191, 2016. 10.1016/j.triboint.2015.11.006.