



**Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá**

Rafael Aguera Rezeno da Silva

Análise de Junta Aparafusada de Biela Automotiva

Guaratinguetá

2016

RAFAEL AGUERA REZENO DA SILVA

ANALISE DE JUNTA APARAFUSADA DE BIELA AUTOMOTIVA

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia
de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista,
para a obtenção do título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

Co-orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

Guaratinguetá

2016

S586a

Silva, Rafael Aguera Rezeno da
Análise de junta aparafusada de biela automotiva / Rafael Aguera
Rezeno da Silva– Guaratinguetá, 2016.

130 f. : il.

Bibliografia : f. 121-128

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de
Engenharia de Guaratinguetá, 2016.

Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

Coorientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

1. Ligações parafusadas 2. Automóveis – peças 3. Fadiga I. Título

CDU 629.113(043)



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

RAFAEL AGUERA REZENO DA SILVA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri
Vice-Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
Orientador / UNESP-FEG


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
UNESP-FEG


Prof. Dr. JOÃO PAULO PASCON
EEL/USP

Fevereiro de 2016

DADOS CURRICULARES

RAFAEL AGUERA REZENO DA SILVA

NASCIMENTO	29.03.1990 - JALES/SP
FILIAÇÃO	Norivaldo Rezeno da Silva Izabel Fátima Aguera Silva
2008 - 2013	Curso de Graduação Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (FEG/UNESP)
2014 – 2016	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (Mestrado) Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (FEG/UNESP)
2014 – 2016	Engenheiro de Pesquisa e Desenvolvimento thyssenkrupp Metalúrgica Campo Limpo Ltda.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço ao Pai Celestial por mais essa vitória, acompanhada de aprendizados que levarei por toda a minha vida,

aos meus familiares, em especial meus pais, Norivaldo e Izabel, pelas palavras de incentivo e pelo apoio, principalmente nos momentos de dificuldade enfrentados ao longo desta caminhada,

à minha namorada Patrícia, pelo incentivo, amparo e apoio durante todo este período, aos meus orientadores, Prof. Dr. José Elias Tomazini e Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins, por terem me acolhido como orientando e pelo conhecimento transmitido,

aos engenheiros Luis Fonseca Galli, Alex de Souza Rodrigues e Rafael de Lima e Silva, por criarem e suportarem o Programa de Incentivo à Capacitação Científica na Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, programa este que originou o presente trabalho,

à empresa thyssenkrupp Metalúrgica Campo Limpo Ltda, pelo auxílio financeiro dado até minha admissão como engenheiro no departamento de pesquisa e desenvolvimento,

aos engenheiros Robson Cruz e Almir Atoatte pelos conselhos e apoio técnico dado durante este trabalho,

à todos os integrantes do departamento de pesquisa e desenvolvimento da empresa thyssenkrupp Metalúrgica Campo Limpo Ltda. pelo suporte dado durante a execução deste trabalho

à empresa Metalac SPS Indústria e Comércio Ltda, em especial aos engenheiros Kauê Cruz Silva e Michele Santos, pelo apoio técnico prestado.

Que os vossos esforços desafiem as impossibilidades,
lembrai-vos de que as grandes coisas do homem foram
conquistadas do que parecia impossível.

Charles Chaplin

SILVA, R. A. R. **Análise de junta aparafusada de biela automotiva.** 2016. 130 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

RESUMO

Em bielas automotivas, os parafusos atuam de maneira a manter a união entre capa e haste, suportando as cargas trativas, compressivas e transversais originadas no olhal maior. Para tais componentes, o dimensionamento de juntas aparafusadas torna-se complexo, visto que a disposição dos parafusos e a geometria do mancal conduzem ao surgimento de esforços excêntricos à face de fratura, elevando a criticidade do projeto. Em vista disso, e do reduzido número de publicações sobre o assunto, o presente trabalho propôs uma “abordagem híbrida” para a análise de juntas aparafusadas em bielas anguladas, utilizando resultados obtidos a partir de um modelo de elementos finitos simplificado e as ferramentas contidas no roteiro VDI 2230 parte 1. Além disso, foi avaliada a influência do fenômeno de abertura unilateral sobre a vida em fadiga dos fixadores utilizados em bielas anguladas, analisando os resultados obtidos de modo a desenvolver um critério de avaliação para a fadiga desses componentes. Apesar das restrições, a abordagem numérico-analítica desenvolvida demonstrou-se atraente, tanto pelo baixo custo computacional associado, quanto por sua precisão, principalmente na determinação da força tensora residual mínima para a prevenção de abertura, mostrando-se adequado para processos de otimização multiparamétricos, selecionando *designs* promissores passíveis de posterior avaliação através de modelos refinados. Já as análises de influência do fenômeno abertura não apresentaram alterações sensíveis nos níveis de força adicional dos fixadores, fato esse relacionado com a posição dos pontos de abertura em relação ao parafuso e ao mancal. Apesar disso, as simulações realizadas demonstraram que as condições de carregamento avaliadas não influenciaram no diagrama de Haigh local dos nós críticos de cada fixador, o que sugere o uso de resultados extraídos de ensaios de fadiga como variáveis de entrada para simulações em juntas de bielas, incluindo assim as influências benéficas do processo de manufatura.

PALAVRAS-CHAVE: Junta aparafusada. Biela. Parafuso. Abertura unilateral. Fadiga

SILVA, R. A. R. **Analysis of connecting rod bolted joint.** 2016. 130 f. Dissertation (Master in Mechanical Engineer) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

ABSTRACT

Connecting rods screws maintain the connection between cap and shank supporting the tensile, compressive and transversal loads applied on the big end. In this case, the design of bolted joints become complex since the screw's position and bearing geometry lead to eccentric forces acting on the joint split line. Due to that and the reduced number of publications on the subject, this dissertation aims to develop a "hybrid approach" for the analysis of bolted joints in angled connecting rods, using results from a simplified finite element model as input for the VDI 2230 part 1 guideline. In addition to that, this study evaluates the influence of unilateral opening phenomenon on fasteners fatigue life, analyzing the results in order to develop a criterion for fatigue analysis of connecting rod bolts. Despite the restrictions, the "hybrid approach" proved to be attractive due to the low computational cost and accuracy, especially for the calculation of minimal residual tensile force to prevent opening, being suitable for multiparametric optimization during project early phases. The opening phenomenon showed no significant changes in fastener's additional forces, fact related to the position of joint opening points. Nevertheless, the simulations showed that the loading conditions did not influence on the local Haigh diagram of critical nodes, which suggests the use of fasteners fatigue tests as input variables for fatigue simulations, thus including the beneficial influences of the manufacturing process.

KEYWORDS: Bolted joint. Connecting rod. Screw. Unilateral opening. Fatigue

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama de forças em junta trativa	40
Figura 2 - Fenômeno de encruamento ocorrido em parafusos	41
Figura 3 - Perfil de tensão ao longo do eixo de um parafuso submetido à tração (a) e linhas de tensão principal trativa (parafuso) e compressiva (placas) em uma junta submetida à tração uniaxial.	41
Figura 4 - Perfil de tensão ao longo e linhas paralelas ao eixo de um parafuso submetido à tração	42
Figura 5 - Tensão cisalhante relativa em uma porca com quantidades diferentes de filetes engajados	43
Figura 6 - Condição de operação de uma junta de tração e a influência do fenômeno de abertura	44
Figura 7 - Esforços atuantes na interface de juntas aparafusadas.....	45
Figura 8 - Convenção de sinais para as dimensões S_{sym} e u	46
Figura 9 - Flexão de junta uniaparafusada e as variáveis necessárias para a determinação do estado de tensão do fixador.....	47
Figura 10 - Curvas de Kloss e Thomala (1976) para estimativa do limite de fadiga de parafusos	50
Figura 11 - Cone de pressão em juntas aparafusadas	54
Figura 12 - Cone de pressão parcialmente desenvolvido em junta aparafusada com porca	55
Figura 13 - Sólido de deformação em uma biela angulada	56
Figura 14 - Processo de isolamento de fixadores em juntas multiaparafusadas proposto pela VDI 2230 parte 1	57
Figura 15 - Definição do plano de carregamento de uma junta.....	57
Figura 16 - Tipos de juntas, dimensões e tabela de plano de carregamento segundo VDI 2230 parte 1	58
Figura 17 - Diagrama de Haigh para materiais dúcteis	61

Figura 18 - Alterações na curva S/N local e seus fatores de influência	62
Figura 19 - Representação gráfica da hipótese de Neuber	66
Figura 20 - Biela angulada utilizada para a validação da metodologia híbrida.....	70
Figura 21 - Subsistema principal do mecanismo biela manivela utilizado	72
Figura 22 - Subsistema de controle de velocidade da manivela.....	72
Figura 23 - Subsistema que contém o sensor da junta manivela/biela	73
Figura 24 - Interface de usuário e abas de edição da ferramenta utilizada para a simulação do mecanismo biela manivela.....	73
Figura 25 - Modelo híbrido para a análise de juntas aparafusadas em bielas anguladas	74
Figura 26 - Modelo de validação com parafuso cilíndrico	79
Figura 27 - Malha gerada para a discretização dos parafusos	80
Figura 28 - Curva tensão-deformação do aço C70	81
Figura 29 - Curva tensão-deformação do parafuso utilizado	81
Figura 30 - Modelo axissimétrico para a análise de cisalhamento de filetes durante montagem	82
Figura 31 - Parafuso com rosca paralela modelado e discretizado.....	84
Figura 32 - Forças para a análise de fadiga	85
Figura 33 - Deslocamento do fixador	86
Figura 34 - Diagrama de Haigh do material dos parafusos	87
Figura 35 - Esforços atuantes no olhal maior da biela durante operação em <i>overspeed</i> contínuo	89
Figura 36 - Força adicional obtida no parafuso do furo cego e os vetores de força na interface da interface correspondente	90
Figura 37 - Aberturas de cada uma das interfaces utilizando as cargas residuais fornecidas pela abordagem híbrida	92
Figura 38 - Perfil de pressão nas interfaces	93
Figura 39 - Tensões equivalentes na região da rosca engajada obtidas através do modelo com matérias elásticos e isotrópicos.....	94

Figura 40 - Carga axial no parafuso passante durante a simulação do modelo de validação...	95
Figura 41 - Perfis de tensão normal de cada um dos parafusos, extraídos a partir de planos transversais aos eixos de cada um deles e localizados na altura que corresponderia ao primeiro filete engajado no modelo linear	96
Figura 42 - Perfis de tensão normal de cada um dos parafusos, extraídos a partir de planos transversais aos eixos de cada um deles e localizados na altura que corresponderia ao primeiro filete engajado no modelo com plasticidade	97
Figura 43 - Tensões equivalentes na região da rosca engajada obtidas através do modelo com matérias elasto-plásticos	97
Figura 44 - Tensões equivalentes nos assentamentos dos parafusos, obtidas através do modelo de validação linear	99
Figura 45 - Tensões equivalentes nos assentamentos dos parafusos, obtidas através do modelo de validação elasto-plástico	100
Figura 46 - Erro estrutural obtido após a solução do modelo elasto-plástico.....	100
Figura 47 - Ângulo de cabeça de um parafuso com chave externa	101
Figura 48 - Tensão equivalente nos filetes da contra-peça após aplicação da força tensora de montagem	103
Figura 49 - Tensão equivalente na região não engajada do parafuso após aplicação da força tensora de montagem	104
Figura 50 - Valores de tensão equivalente nos filetes engajados da contra-peça para um carga de montagem de 22,5 kN	104
Figura 51 - Momento fletor atuante em cada um dos fixadores, em relação à direção normal à página.....	106
Figura 52 - Coeficiente de segurança mínimo quanto a fadiga do parafuso do furo cego para a condição de 3150 rpm, além das tensões alternadas e médias nesse local	107
Figura 53 - Coeficiente de segurança mínimo quanto à fadiga do parafuso do furo cego para a condição de 3150 rpm, além das tensões alternadas e médias nesse local	107
Figura 54 - Carga adicional nos parafusos pela velocidade angular do sistema durante condição compressiva	109

Figura 55 - Carga adicional nos parafusos pela velocidade angular do sistema durante carga trativa	109
Figura 56 - Carga adicional nos parafusos pela deformação axial dos mesmos durante carga inercial	110
Figura 57 - Folgas nas interfaces e as velocidades angulares nas quais foram encontradas ..	111
Figura 58 - Folga nas interfaces para 4200 rpm com locais de abertura propícios ao acréscimo de força adicional.....	111
Figura 59 - Coeficiente de segurança mínimo em relação à velocidade angular do sistema .	112
Figura 60 - Tensão equivalente alternada no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema	113
Figura 61 - Tensão equivalente média no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema	113
Figura 62 - Fator de influência de tensões médias no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema	114
Figura 63 - Gradiente de tensão relativo no fixador localizado no furo cego	115
Figura 64 - Gradiente de tensão relativo no fixador localizado no furo passante	115
Figura 65 - Gradiente de tensão relativo no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema	116
Figura 66 - Fator de influência do gradiente de tensão no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema	116
Figura 67 - Fator de influência global para a correção do limite de fadiga no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema	117
Figura 68 - Limite de fadiga local no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema	117
Figura 69 - Diagrama de Haigh local para o nó crítico do fixador localizado no furo cego nas condições de 1950 rpm e 4200 rpm.....	118
Figura 70 - Diagrama de Haigh local para o nó crítico do fixador localizado no passante cego nas condições de 1950 rpm e 4200 rpm.....	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores para a estimativa da resistência ao cisalhamento	52
Tabela 2 - Material e propriedades mecânicas da biela utilizada e de seus componentes adjacentes.....	69
Tabela 3 - Informações relativas ao mecanismo biela manivela simulado	70
Tabela 4 - Flexibilidades e especificações do parafuso equivalente	75
Tabela 5 - Tipos de contato utilizados no modelo de validação com parafusos cilíndricos.....	79
Tabela 6 - Descrição dos passos de simulação utilizados no modelo com parafuso cilíndrico	82
Tabela 7 - Descrição dos passos de simulação utilizados no modelo axissimétrico	83
Tabela 8 - Descrição dos passos de simulação utilizados no modelo de validação de fadiga..	85
Tabela 9 - Propriedades do material dos parafusos	86
Tabela 10 - Variáveis de entrada e resultados obtidos para a análise de abertura realizada através do modelo híbrido.....	91
Tabela 11 - Variáveis de entrada e resultados obtidos após análise de tensão nos fixadores através do método híbrido.	94
Tabela 12 - Forças adicionais em cada um dos fixadores obtidas através do modelo com materiais elásticos e isotrópicos e seus respectivos desvios percentuais quando comparadas aos valores fornecidos pelo modelo híbrido	95
Tabela 13 - Forças adicionais em cada um dos fixadores obtidas através dos modelos de validação e seus desvios percentuais associado.....	98
Tabela 14 - Pressões sobre os assentos obtidos através da abordagem híbrida.....	99
Tabela 15 - Variáveis de entrada e resultados obtidos após análise do número mínimo de filetes engajados para a prevenção de cisalhamento da rosca	102
Tabela 16 - Resultados obtidos em cada um dos parafusos por meio da abordagem híbrida	105
Tabela 17 - Erros relativos entre as tensões média e alternada obtidas com as abordagens híbrida e com fixador roscado.....	108

LISTA DE SÍMBOLOS

F_M	Força de montagem
F_V	Força de montagem após relaxamento
ϕ	Fator de carga da junta
F_{SA}	Força adicional no parafuso
F_{PA}	Força adicional na junta
F_{Kerf}	Força compressiva residual na interface
s_{sym}	Distância entre o eixo do parafuso e o eixo que cruza o centro geométrico da interface
$p(x)$	Perfil de pressão na interface da junta
U	Ponto de menor força compressiva na junta
I_{BT}	Momento de inércia da interface
u	Distância entre o centro geométrico da interface e o ponto de abertura
A_D	Área da interface
ϕ_{en}^*	Fator de carga da junta para condição de montagem e carregamento externo assimétricos.
$\sigma_{red,B}$	Tensão equivalente no parafuso quando submetido à cargas estáticas
F_S	Força axial no parafuso
$\kappa.\tau$	Parcela das tensões cisalhantes geradas durante o aperto que são consideradas no cálculo da tensão equivalente no fixador
A_S	Área resistiva do fixador
M_B	Momento fletor externo aplicado em torno do centroide da superfícies de fratura
γ_p	Ângulo de flexão da contra-peça
γ_s	Ângulo de flexão do fixador
γ	Ângulo de flexão
M_{BgesS}	Parcela do momento fletor total da junta uniaparafusada absorvido pelo fixador
M_{BgesP}	Parcela do momento fletor total da junta uniaparafusada absorvido pelas placas
β_s	Flexibilidade angular do parafuso
β_p	Flexibilidade angular das placas
l_{ers}	Comprimento de um cilindro com flexibilidade equivalente a do parafuso e com diâmetro igual ao diâmetro de raiz do mesmo
I_3	Momento de inércia de um círculo cujo diâmetro é igual ao diâmetro primitivo do componente

E_s	Módulo de elasticidade do material do parafuso
E_p	Módulo de elasticidade do material das placas
$\bar{I}_{Bears}$	Momento de inércia do cone de tensão
M_{Bges}	Momento fletor total atuante na junta uniaparafusada
$\sigma_{SAb_{max}}$	Tensão adicional máxima no parafuso para a avaliação de fadiga
W_s	Momento resistivo do parafuso
$\sigma_{SAb_{min}}$	Tensão adicional mínima no parafuso para a avaliação de fadiga
σ_a	Tensão alternada no parafuso
σ_{ASG}	Limite de fadiga de um parafuso cuja rosca foi laminada após tratamento térmico
σ_{ASV}	Limite de fadiga de um parafuso cuja rosca foi laminada antes do tratamento térmico
A_p	Área do setor circular que corresponde à região de contato entre o assentamento e a cabeça do fixador
C_1	Fator de correção para o cálculo da área resistiva ao cisalhamento dos filetes devido à flexão dos mesmos.
C_3	Fator de correção para o cálculo da área resistiva ao cisalhamento dos filetes devido à flexão dos mesmos.
A_{SGM}	Área resistiva ao cisalhamento dos filetes da contra-peça ou porca
τ_{BM}	Resistência ao cisalhamento do material da contra-peça ou porca
F_{mGM}	Força cisalhente responsável pelo rasgamento dos filetes da contra-peça ou porca
R_s	Razão de resistência entre os materiais do parafuso e da contra-peça ou porca
P	Passo da rosca
D_1	Diâmetro de raiz dos filetes da contra-peça ou porca
D_2	Diâmetro primitivo dos filetes da contra-peça ou porca
R_{mMmin}	Resistência mínima à tração do material da contra-peça ou porca
R_{mS}	Resistência mínima à tração do material do parafuso
A_{SGS}	Área resistiva dos filetes com relação ao cisalhamento
R_m	Resistência mecânica do material do parafuso
m_{eff}	Comprimento engajado
δ_s	Resiliência do fixador
δ_p	Resiliência da junta
l_v	Comprimento do sólido de pressão com a forma geométrica de um cone truncado
l_H	Comprimento do sólido de pressão com a forma geométrica de um cilindro

D_A	Diâmetro da junta
d_h	Diâmetro do furo do parafuso
d_w	Diâmetro do assentamento
φ	Ângulo de cone de tensão
E_p	Módulo de elasticidade do material das placas
F_B	Força externa aplicada
F_A	Parcela da força externa atuante em um único parafuso
n	Plano de carregamento
l_k	Comprimento pré-tensionado
σ_a	Tensão alternada normal ao plano de orientação analisado
τ_a	Tensão alternada cisalhante no plano de orientação analisado
σ_m	Tensão média normal ao plano de orientação analisado
τ_m	Tensão média cisalhante no plano de orientação analisado
$\sigma_{eqv_{alt}}$	Tensão equivalente alternada no plano de orientação analisado
$\sigma_{eqv_{med}}$	Tensão equivalente média no plano de orientação analisado
$\sigma_{a,tsc}$	Limite de fadiga do material sobre carga axial
$\tau_{a,to}$	Limite de fadiga do material sobre torção
σ_y	Limite de escoamento do material sobre carga axial
τ_{ys}	Limites de escoamento do material sobre carga cisalhante
$f_{m,af}$	Fator de influência relativo às tensões médias atuante sobre o limite de fadiga
$\sigma_{a,tsc}$	Limite de fadiga do material sobre carregamento alternado
$\sigma_{a(\sigma_m)}$	Limite de fadiga do material sobre tensão média σ_m
X	Gradiente de tensão
σ_{eqv}	Tensão equivalente
X_{max}	Gradiente de tensão máximo
X'	Gradiente de tensão relativo
$f_{GR,af}$	Fator de influência do gradiente de tensão sobre o limite de fadiga local
$\sigma_{a,b}$	Limite de fadiga do material sobre carga flexiva
d_{ef}	Diâmetro efetivo da seção transversal do componente
ν	Variável de material para corrigir o aumento não proporcional do efeito microsuporte
R_z	Rugosidade média
$R_{z,cpd}$	Rugosidade média do corpo-de-prova

$R_{Z,comp}$	Rugosidade média do componente
$a_{R,\sigma}$	Constante do material para o cálculo do fator de influência do acabamento superficial sobre o limite de fadiga local
σ_{UTS}	Limite de resistência à tração do material
$\sigma_{UTS,sf,min}$	Limite mínimo de resistência à tração do grupo de materiais ao qual o material do componente pertence
$f_{SR,af}$	Fator de influência do acabamento superficial sobre o limite de fadiga local
$f_{tot,af}$	Fator de influência total sobre o limite de fadiga
$\sigma_{af,C}$	Limite de fadiga local
K_t	Fator de concentração de tensão teórico do entalhe
K_ϵ	Fator de concentração de deformação
K_σ	Fator de concentração de tensão
$\sigma_{e,real}$	Tensão real no entalhe
$\epsilon_{e,real}$	Deformação real no entalhe
σ_{nom}	Tensão nominal no núcleo do componente
ϵ_{nom}	Deformação nominal no núcleo do componente
K'	Coeficiente cíclico de resistência
n'	Exponente cíclico de encruamento
δ_s	Flexibilidade do fixador
δ_i	Flexibilidade do trecho i do fixador
δ_{SK}	Flexibilidade da cabeça do parafuso
δ_{Gew}	Flexibilidade do trecho não engajado da rosca do fixador
δ_{GM}	Flexibilidade da rosca engajada do fixador e da contra-peça ou porca
δ_G	Flexibilidade da rosca engajada do fixador
δ_M	Flexibilidade da rosca engajada da contra-peça ou porca
E	Módulo de elasticidade do material
l	Comprimento do trecho cuja flexibilidade deseja-se calcular
A	Área da seção transversal
a	Distância entre o ponto de aplicação do carregamento externo e o eixo que cruza o centro geométrico da interface
M^*	Momento fletor em torno da interface utilizado para o cálculo modelo híbrido
M_s	Momento fletor máximo atuante no parafuso
$C.S_{Fadiga}$	Coeficiente de segurança do fixador em relação à fadiga

P_B	Pressão sobre o assentamento durante operação
P_M	Pressão sobre o assentamento após montagem
$\sigma_{a_{fixador}}$	Tensão alternada máxima no fixador
F_{vmin}	Força residual mínima para a prevenção de abertura

Sumário

1.	INTRODUÇÃO	21
1.1.	JUSTIFICATIVA	23
1.2.	OBJETIVO	23
1.3.	METODOLOGIA	23
1.4.	ESTRUTURA DO TRABALHO	36
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	28
2.1.	JUNTAS APARAFUSADAS DE BIELAS	23
2.2.	JUNTAS APARAFUSADAS: ABORDAGENS ANALÍTICAS E NUMÉRICAS	28
2.3.	AVALIAÇÃO DE FADIGA EM COMPONENTES ROSCADOS	32
2.4.	ANÁLISE DE MECANISMOS BIELA MANIVELA EM MOTORES A COMBUSTÃO	35
3.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	39
3.1.	JUNTAS APARAFUSADAS	39
3.1.1.	Juntas aparafusadas de tração	39
3.1.2.	Perfil de tensão em parafusos e principais mecanismos de falhas	40
3.1.3.	Metodologia para análise de juntas aparafusadas de tração: VDI 2230 parte 1	44
3.1.3.1.	Força residual mínima de montagem para a prevenção de abertura	44
3.1.3.2.	Avaliação do estado de tensão no fixador submetido a carga estática	46
3.1.3.3.	Avaliação da vida em fadiga do componente roscado	47
3.1.3.4.	Avaliação da pressão sobre o assentamento da cabeça do parafuso	50
3.1.3.5.	Avaliação do número mínimo de filetes engajados para a prevenção de cisalhamento na rosca.....	51
3.1.4.	Limitações do roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 para bielas anguladas	53
3.2.	MÉTODO DOS PLANOS CRÍTICOS PARA ANÁLISE DE FADIGA.....	58
3.2.1.	Fatores de influência para a vida em fadiga e o limite de fadiga local	61
3.2.1.1.	Curva S/N local: influência de tensões médias	62
3.2.1.2.	Curva S/N local: influência do gradiente de tensão	62
3.2.1.3.	Curva S/N local: influência do acabamento superficial	64

3.2.1.4. Curva S/N local: sobreposição de fatores de correção para o cálculo do limite de fadiga.....	64
3.2.2. Análise de fadiga em entalhes: pseudo tensão e o método de Neuber	65
4. MATERIAIS E MÉTODOS.....	68
4.1. DADOS RELEVANTES SOBRE OS COMPONENTES UTILIZADOS	68
4.2. METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO UTILIZADA PARA O MECANISMO BIELA MANIVELA: <i>SOFTWARE</i> SIMMECHANICS	70
4.3. ABORDAGEM HÍBRIDA PARA ANÁLISE DE JUNTAS APARAFUSADAS EM BIELAS ANGULADAS.	74
4.3.1. Modelo híbrido para a análise de juntas aparafusadas em bielas anguladas	74
4.3.2. Avaliação de parâmetros de projeto segundo a abordagem híbrida e o roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1.....	77
4.3.3. Modelos de validação para a análise de juntas aparafusadas: modelo com parafuso cilíndrico e modelo para análise de cisalhamento de filetes	78
4.4. MODELO DE VALIDAÇÃO PARA ANÁLISE DE FADIGA.....	83
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	89
5.1. ESFORÇOS ATUANTES NO OLHAL MAIOR	89
5.2. RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DOS MODELOS HÍBRIDO E DE VALIDAÇÃO	90
5.2.1. Análise de força mínima residual para a prevenção de abertura	90
5.2.2. Análise de tensões nos fixadores quando submetidos à carga estática	93
5.2.3. Análise de pressão sobre o assentamento da cabeça do parafuso	99
5.2.4. Análise do número mínimo de filetes engajados para a prevenção de cisalhamento na rosca.....	102
5.2.5. Análise de fadiga nos fixadores	105
6. CONCLUSÃO	120
REFERÊNCIAS.....	122

1.1. ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho inicia-se com uma extensa revisão bibliográfica sobre a análise de juntas aparafusadas de biela, abordagens analíticas e numéricas para a solução de juntas de tração, e as diferentes abordagens para a simulação de mecanismos biela manivela de motores a combustão.

Um capítulo de fundamentação teórica será incluído com o objetivo de elucidar conceitos básicos sobre juntas aparafusadas de tração e a metodologia dos planos críticos para análise de fadiga.

Posteriormente será apresentada, de maneira sucinta, uma descrição dos componentes selecionados para o desenvolvimento da abordagem híbrida, incluindo as especificações dos materiais empregados em cada um deles e a condição de motor utilizada para o cálculo dos esforços. A metodologia utilizada para o desenvolvimento da interface de simulação do mecanismo biela manivela será, então, relatada, assim como a abordagem híbrida proposta e os modelos de validação utilizados, incluindo as análises de fadiga.

Em seguida, será apresentada uma seção de resultados e discussões, na qual os valores obtidos através do modelo híbrido serão comparados aos dos modelos de validação desenvolvidos.

Por fim, uma seção de conclusão será incluída, retomando os principais resultados obtidos.

1. INTRODUÇÃO

Bielas automotivas são componentes responsáveis por converterem o movimento alternativo dos pistões em movimento rotativo do virabrequim, sendo submetidas a carregamentos cíclicos ao longo de toda a sua vida útil. Tais carregamentos atuam na biela solicitando mecanicamente cada um de seus componentes: parafusos, bucha e bronzinas.

Nesse caso, os parafusos atuam de maneira a manter a união entre capa e haste, suportando as cargas trativas, compressivas e transversais originadas no olhal maior. Para tais componentes, o dimensionamento de juntas aparafusadas torna-se complexo, visto que a disposição dos parafusos e a geometria do mancal conduzem ao surgimento de esforços excêntricos à face de fratura, elevando a criticidade do projeto (GROTEWOHL, 1975).

A complexidade do projeto de juntas aparafusadas de biela impulsionou estudos na área, conduzindo ao desenvolvimento de roteiros de cálculo que pudessem auxiliar engenheiros e projetistas, sendo o “Cálculo Sistemático de Juntas Aparafusadas Criticamente Solicitadas: Juntas com Uniaparafusadas”, ou VDI 2230 parte 1, um dos mais utilizados atualmente (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003).

Apesar de sua ampla utilização, esse roteiro possui suas limitações. A maior delas está relacionada com simplificações impostas para o cálculo da rigidez da junta, conduzindo a valores irreais de força na junta e no parafuso. Grotewohl (1975) demonstrou em seu trabalho que a rigidez do olhal maior tem influência direta no percentual de carregamento externo absorvido pelos parafusos de uma biela reta. Tal fenômeno está diretamente relacionado a variações existentes na geometria dessa região, tornando necessário a utilização de abordagens mais complexas (métodos de energia, por exemplo) para o cálculo dos esforços existentes no local (TIMOSHENKO, 1955).

Além disso, a abordagem clássica para o cálculo de forças e momentos fletores em anéis finos não pode ser utilizada nesse caso visto que, por possuírem seções transversais com dimensões consideráveis, a deformação relativa entre as fibras internas e externas do mancal torna-se elevada, fazendo com que o perfil de tensão normal das seções transversais passe a ser parabólico (WARREB e BUDINAS, 2002).

Em relação às bielas anguladas, as limitações do roteiro tornam-se ainda maiores, já que este não fornece nenhuma ferramenta para o cálculo dos esforços absorvidos pelos parafusos em condições em que não haja simetria geométrica. No entanto, Lima e Silva (2010) utilizou tal metodologia para o dimensionamento de uma junta aparafusada de uma biela angulada,

utilizando a hipótese de que os parafusos absorviam parcelas iguais do carregamento externo, o que gerou resultados superdimensionados para as condições de abertura.

Uma alternativa para superar tais deficiências está na utilização de métodos numéricos, como o Método dos Elementos Finitos. Griza *et al.* (2008) utilizou este método para determinar as cargas adicionais absorvidas por um parafuso de biela automotiva. Com o intuito de reduzir o tempo computacional, o modelo utilizado considerava apenas um quarto do componente, e desprezava a interação entre as partes adjacentes à biela (bronzinas, bucha e parafusos), diferentemente do trabalho de Lima e Silva (2010), que levou em consideração a interação de tais componentes através do uso de elementos de contato.

A adoção de abordagens numéricas mais complexas, como a consideração de rosca paralelas (NOVOSELAC *et al.*, 2014) e leis de encruamento de materiais (FARES *et al.*, 2006; PANIC, BEIER e VORMWALD, 2014), são amplamente encontradas em trabalhos sobre juntas de uso geral, mas não em juntas de biela.

Através da modelagem de roscas paralelas, Novoselac *et al.* (2014) foram capazes de prever a fadiga de fixadores em uma flange multiaparafusada submetida a carregamentos dinâmicos, mas para tanto, teve que utilizar técnicas de submodelamento, extraindo o comportamento dinâmico global de um modelo “grosseiro” (parafuso tipo viga) e utilizando os deslocamentos nodais das superfícies de corte para excitar um modelo refinado, que incluía apenas o parafuso criticamente carregado assim como sua porca e uma parte das placas, reduzindo assim o tempo computacional demandado pela simulação de um único modelo detalhado.

Para determinar a vida em fadiga de fixadores roscados, Fares *et al.* (2006) executaram uma série de testes experimentais em parafusos, extraindo curvas tração – deformação monotônicas e diagramas de Wohler, de maneira que tais dados pudessem ser incluídos no *software* de elementos finitos utilizado, estimando o comportamento cíclico do material.

Já Panic, Beier e Vormwald (2014) lançaram mão de modelos mais avançados para a determinação da fadiga de parafusos. A caracterização cíclica do material do componente foi realizada através de ensaios experimentais de deformação cíclica para a determinação das curvas de carregamento e descarregamento iniciais, assim como os perfis de relaxação e fluência, os quais foram utilizados para a obtenção dos parâmetros aplicados em um modelo capaz de avaliar a transição entre os comportamentos tensão/deformação monotônico inicial e o cíclico estabilizado. Tal modelo foi empregado para a caracterização do material do fixador durante simulações de elementos finitos sob várias razões de carregamento, possibilitando o cálculo do dano acumulado no parafuso, e por consequência, o número de ciclos até a falha.

1.2. JUSTIFICATIVA

Levando em conta o que foi apresentado até esse ponto, nota-se que a caracterização precisa dos fenômenos físicos ocorridos em juntas aparafusadas demonstra ser de altíssima complexidade, principalmente no que tange à definição de características de materiais e na solução de modelos altamente discretizados, como é o caso de parafuso roscados, influenciando diretamente no tempo de simulação computacional. Por outro lado, modelos puramente analíticos são incapazes de prever, com acuracidade, os esforços atuantes nos vários componentes de uma junta, principalmente em juntas assimétricas, devido às simplificações realizadas no modelo físico.

Em vista disso, e do reduzido número de publicações sobre o assunto, o desenvolvimento de novas ferramentas de análise para juntas aparafusadas de biela torna-se essencial para o dimensionamento de tais componentes, garantindo resultados precisos e reduzindo o tempo demandado pelas simulações computacionais.

1.3. OBJETIVO

O presente trabalho tem por meta propor uma “abordagem híbrida” para a análise de juntas aparafusadas em bielas anguladas, utilizando resultados obtidos a partir de um modelo de elementos finitos simplificado e as ferramentas contidas no roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), além de analisar a acuracidade da abordagem proposta frente a modelos de maior complexidade.

Também como meta, o trabalho propõe avaliar a influência do fenômeno de abertura unilateral sobre a vida em fadiga dos fixadores de uma biela angulada, de maneira a se desenvolver um critério para a avaliação de projetos nos quais tal fenômeno ocorra.

1.1. JUNTAS APARAFUSADAS DE BIELAS

Uma extensa revisão bibliográfica revelou poucas obras publicadas sobre o tema, fato esse que justifica estudos adicionais sobre o tópico.

Grotewohl (1975) foi um dos pioneiros no estudo de juntas aparafusadas de bielas. O autor analisou a junta aparafusada de uma biela reta utilizada em motores Otto, considerando diferentes métodos para o cálculo dos esforços envolvidos e avaliando as condições estruturais do projeto através do roteiro de cálculo VDI 2230 da época. Grotewohl (1975) considerou

quatro condições de rigidez do mancal, com diferentes graus de detalhamento: a primeira, mais simples, avaliava a rigidez da estrutura simplificando-a em um anel de dimensões constantes, já a última, mais avançada, incluía a rigidez variável ao longo de todo o mancal, considerando-o mais flexível ao longo do plano de carregamento e mais rígido nas outras regiões. Os esforços e o momento fletor na interface de separação foram obtidos por método gráfico, demonstrando diferenças significativas nos valores obtidos para a força axial e o momento fletor atuante no fixador, além do surgimento de esforços cisalhantes na interface através do modelo de rigidez diferencial. Para a validação de sua metodologia, Grotewohl (1975) instrumentou parafusos e realizou testes de aparafusamento e de tração estática em bielas, encontrando excelente aderência entre a abordagem analítica e os resultados experimentais. O pesquisador constatou também que a folga existente no mancal poderia influenciar os valores de tensão axial existentes no fixador, alterando, portanto, outros parâmetros importantes, como a força tensora mínima para abertura unilateral.

Hagiwara (1984) desenvolveu uma metodologia muito semelhante à de Grotewohl (1975). Em seu trabalho, o pesquisador considerou a junta aparafusada de uma biela reta, avaliando a tensão axial no fixador e a deformação do mancal através de uma abordagem analítica. Para o autor, o mancal era simetricamente carregado, permitindo o uso do plano de simetria longitudinal da biela e avaliando um único parafuso. As forças de inércia foram divididas em duas parcelas, sendo igualmente distribuídas ao longo da capa e da haste a partir de dois ângulos de abrangência diferentes, os quais eram intimamente ligados à rigidez diferencial do mancal e a folga projetada, sendo obtidos experimentalmente através de ensaios de tração. Para o cálculo das tensões e deformações, Hagiwara (1984) considerou o mancal como um anel de seção transversal constante e com a mesma área da superfície de fratura. A deformação axial do anel, obtida através do modelo analítico, foi comparada com valores medidos experimentalmente, demonstrando boa correlação, fato que não se repetiu para as tensões axiais ao longo do componente roscado.

Griza, *et al.* (2008) analisaram falhas reportadas em bielas diesel após seis meses de operação. Os pesquisadores observaram fraturas nos fixadores em um plano coincidente com o da interface da junta, na qual *grooves* foram propositalmente conformados no sentido longitudinal do fixador, de tal maneira que os mesmos fossem autoguiados durante a montagem. Análises metalográficas indicaram a existência de dobras de conformação nessa região, conduzindo a nucleação de trincas de fadiga e a fratura do componente durante operação no motor. Para analisar o nível de criticidade desse entalhe, os pesquisadores optaram por uma abordagem numérico-analítica, utilizando o método de elementos finitos para o cálculo das

tensões no fixador e a teoria da mecânica da fratura contida no British Standards Institution (2005) para a determinação das condições que geraram a falha.

A abordagem numérica considerava apenas $\frac{1}{4}$ do componente, além de desprezar a existência de elementos de contato entre os vários corpos da montagem, discretizado o modelo como um sólido único. Griza, *et al.* (2008) simularam a operação de aperto com três níveis de pré-carga diferente (30 kN, 50 kN e 100 kN) além do valor real encontrado no fixador (45 kN), de forma a analisar a redução da tensão alternada com o aumento da força de aperto. Adicionalmente, incluíram três condições de carregamento externo (15 kN, 30 kN e 60 kN) de maneira a verificar o aumento das tensões equivalentes no parafuso. Os valores de tensão alternada foram avaliados e utilizados no algoritmo de mecânica da fratura. Os autores concluíram que a carga externa de 30 kN seria suficiente para o aparecimento de um fator de concentração de tensão crítico para as condições existentes, desencadeando a propagação da trinca de fadiga.

No que se refere às bielas anguladas, Lima e Silva (2010) estudou o fenômeno de abertura unilateral de junta, analisando, através do método dos elementos finitos e pelo roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), qual seria a força mínima residual de montagem capaz de prevenir a abertura unilateral em um biela angulada. Várias hipóteses foram adotadas para a abordagem analítica, como a concentração da carga externa em um único ponto da capa, a desconsideração da componente transversal da força exercida sobre o mancal e o fato de que os dois parafusos absorviam a mesma parcela da carga externa, desprezando a existência de assimetria. Já para o modelo de elementos finitos, o autor adotou algumas simplificações com o intuito de reduzir o tempo computacional envolvido, como a desconsideração de roscas, o uso de simetria longitudinal e a caracterização de materiais apenas no regime elástico. Em relação aos resultados obtidos, o autor concluiu que o modelo analítico mostrou-se conservador quando comparado à análise numérica, fato que poderia estar relacionado com as hipóteses adotadas para o cálculo dos esforços.

Bai-Yan *et al.* (2013), analisaram falhas em juntas aparafudas de bielas, mais especificamente no perfil dentado usinado na superfície da junta de bielas utilizadas em geradores diesel. As falhas foram reportadas entre 6000 e 10000 horas de operação, sugerindo fadiga de baixo ciclo como principal mecanismo de quebra. Os pesquisadores realizaram análises microscópicas e macroscópicas na região da trinca, constatando a ocorrência de desgaste e deformação plástica próximo ao local. O material da biela foi caracterizado através de ensaios de tração, nos quais corpos-de-prova extraídos da biela foram utilizados para a determinação da curva tensão-deformação do material. Esta curva foi posteriormente utilizada

em um *software* de elementos finitos, de modo a correlacionar a falha com o perfil de tensão do local. Os pesquisadores simularam apenas a operação de aperto, empregando um modelo com simetria longitudinal e altíssimo grau de refinamento na interface da junta. Excelente correlação foi obtida entre os resultados da simulação e a falha estudada, encontrando picos de tensão equivalente de 734 MPa, os quais indicavam plastificação do local de nucleação da trinca.

O trabalho mais recente sobre juntas aparafusadas de biela foi publicado por Güzel e Serhat (2014) e trata de um estudo sobre a análise de durabilidade de um biela utilizada em motores diesel. Nesse trabalho, a vida em fadiga do componente e de suas partes adjacentes foi avaliada através do critério dos planos críticos, utilizando a ferramenta de pós-processamento FEMFAT (MAGNA POWERTRAIN, 2010). As análises foram divididas em dois estágios: aparafusamento, seguido de regularização do diâmetro do olhal, e aplicação de cargas externas para avaliação de durabilidade. A vida em fadiga dos parafusos foi avaliada através do uso de submodelos, nos quais, a partir de um modelo global, calculava-se os deslocamentos nodais das superfícies de corte, servindo como valores de entrada para um modelo refinado, no qual o contato entre os filetes do parafuso e da contra-peça era resolvido. Apesar da abordagem engenhosa, a região escolhida pelos pesquisadores para a importação e exportação dos deslocamentos nodais localizava-se muito próxima às superfícies de contato do mancal, as quais são consideradas regiões concentradoras de tensão, contrariando assim o princípio básico da técnica de submodelamento por deslocamento nodal (ANSYS INC., 2015).

1.4. METODOLOGIA

Utilizou-se uma biela empregada em motores diesel de médio porte (260 a 320 hp), cuja geometria e parâmetros de resistência de seus componentes foram modificados de maneira a preservar o sigilo de seu projeto. Os esforços atuantes no mancal do referido componente foram obtidos através da ferramenta de análise de sistemas multicorpos desenvolvida por Silva (2013), considerando a ocorrência de sobrevelocidade contínua como condição de motor avaliada.

Os resultados adquiridos com o modelo híbrido foram comparados com os obtidos através de um modelo de elementos finitos que incluía parafusos sem rosca, modelos de encruamento para o material do fixador e a solução interna do contato entre os filetes de rosca através da ferramenta de contato roscado do *software* ANSYS (ANSYS, 2015). Os parâmetros comparados entre as duas análises foram: a ocorrência de abertura unilateral da junta, os

esforços adicionais no fixador, a pressão sobre o assentamento da cabeça, e as tensões equivalentes geradas no componente roscado.

A vida em fadiga do fixador também foi avaliada, comparando os resultados extraídos por meio da abordagem híbrida com os de uma metodologia de fadiga baseada nos planos críticos de cisalhamento e em resultados de modelos de elementos finitos com filetes de rosca paralelos.

Executou-se também análises de cisalhamento de filetes através de um modelo 2D axissimétrico, tendo seus resultados correlacionados com os obtidos através do modelo fornecido pela VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. JUNTAS APARAFUSADAS: ABORDAGENS ANALÍTICAS E NUMÉRICAS

Como discutido anteriormente, a quantidade de publicações à respeito de juntas aparafusadas de biela é muito escassa, principalmente no que diz respeito ao desenvolvimento de ferramentas específicas capazes de levar em consideração as peculiaridades do componente durante o projeto da junta. Portanto, engenheiros e projetistas optam por utilizar roteiros de cálculo generalistas para tal propósito, adaptando o que for necessário para o dimensionamento correto de uma junta de biela.

O roteiro de cálculo mais utilizado atualmente denomina-se “Cálculo Sistemático de Juntas Aparafusadas Criticamente Solicitadas”, sendo conhecido popularmente por VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003). Este roteiro propõe uma abordagem sistemática, classificando juntas aparafusadas como juntas de tração, nas quais a maior parte das cargas atuam no sentido longitudinal do fixador, e juntas de cisalhamento, nas quais as maiores solicitações são perpendiculares ao elemento roscado. Para as condições de montagem, a VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) considera a estimativa da força tensora no fixador, a estimativa da perda de carga, a pressão sobre a região do assentamento, e a quantidade necessária de filetes engajados para prevenir a falha por cisalhamento; já para a condição de operação, o roteiro propõe a verificação das tensões sobre carga estática, a análise do acréscimo de pressão sobre a região do assentamento e o cálculo dos esforços dinâmicos no fixador (fadiga).

Uma extensa revisão bibliográfica revelou outros métodos de análise que poderiam ser utilizados em aplicações específicas, como em bielas automotivas. Nesse contexto, Haidar, Obeed e Jawad (2011) propuseram um método simplificado para a avaliação da rigidez de conexões roscadas para condições de cone de tensão parcialmente e plenamente desenvolvidos. O comportamento do perfil de tensão ao longo das placas foi modelado através de um polinômio de terceiro grau, utilizado para o cálculo da deflexão média das placas e para a rigidez da junta. O ângulo de amplitude do cone de tensão e a rigidez da montagem foram extraídos através de simulações de elementos finitos para diferentes configurações de bitola, comprimento de parafuso e dimensões de placas. Além disso, os pesquisadores realizaram ensaios compressivos em placas com dimensões idênticas às que foram consideradas na simulação, obtendo valores experimentais de rigidez para comparação.

Levando em conta os resultados computacionais, Haidar, Obeed e Jawad (2011) concluíram que o ângulo do cone de tensão apropriado para todas as geometrias consideradas seria 36°, gerando erros máximos de 14,69 %, comparando as rigidezes obtidas pela abordagem analítica e pelos ensaios experimentais. Os autores constataram que os resultados de rigidez do conjunto obtidos pela abordagem analítica proposta demonstravam boa correlação com os valores obtidos pela formulação clássica de Shigley (SHIGLEY e MISCHKE, 2006) para cones de tensão plenamente desenvolvidos. Em relação aos cones parcialmente desenvolvidos, as melhores correlações foram com as formulações de Pedersen (PEDERSEN e PEDERSEN, 2008) e Rasmussen (RASMUSSEN *et al.*, 1978).

Assim como Haidar, Obeed e Jawad, Fares *et al.* (2006) apresentaram uma abordagem para a determinação da rigidez axial das partes de uma junta aparafusada através de simulações de elementos finitos, dando origem a formulações empíricas que pudessem ser utilizadas para a determinação da rigidez atribuída a elementos tipo viga em análise simplificadas de juntas aparafusadas. Os autores utilizaram um modelo de elementos finitos axissimétrico para o cálculo da rigidez aparente dos componentes individuais de uma junta aparafusada através da determinação da energia de deformação elástica dos elementos. Foram determinadas as rigidezes de regiões específicas do parafuso, sendo elas, cabeça, rosca livre e rosca engajada, variando dimensões do conjunto e tipos de materiais. Os valores obtidos a partir das simulações foram analisados e utilizados para a determinação de fatores de correção inseridos no modelo analítico proposto por Guillot (1987).

Durante o estudo, Fares e colaboradores constataram a influência de alguns parâmetros sobre a rigidez de certas regiões do fixador. Para a região de rosca não engajada, os autores demonstraram que o diâmetro nominal e o passo afetavam diretamente a rigidez, enquanto que para a cabeça, os parâmetros de influência foram a altura da cabeça, o diâmetro do furo e os materiais do parafuso e contra-peça. Quanto às regiões engajadas da rosca, tanto no parafuso, quanto no furo, chegou-se à conclusão de que as variáveis influentes eram a razão entre os módulos de elasticidade do parafuso e da contra-peça, assim como o coeficiente de atrito entre essas regiões.

Com o objetivo de validar a abordagem numérico-analítica adotada, os pesquisadores desenvolveram um arranjo experimental capaz de mensurar o alongamento do parafuso durante o processo de aperto, possibilitando o cálculo da rigidez do fixador. Após os ensaios, foi constatada uma excelente correlação entre os resultados experimentais e os valores obtidos através do modelo analítico desenvolvido, apresentando erros máximos de 8%.

Pedersen e Pedersen (2008) também pesquisaram expressões simplificadas para o cálculo de rigidez de juntas aparafusadas. Assim como Fares, os pesquisadores utilizaram o método dos elementos finitos como ferramenta de análise, obtendo a rigidez dos componentes através da energia de deformação elástica dos elementos. Para o cálculo da rigidez do fixador, foram criados modelos que consideravam apenas o parafuso e um perfil de pressão atuante na região do assentamento, como forma de simular os esforços de contato entre cabeça e contra-peça durante o aperto. Quatro perfis diferentes foram utilizados, considerando sempre a mesma carga total. Os resultados demonstraram que o perfil de pressão utilizado possuía pouca influência sobre a resiliência do componente, além dos valores encontrados estarem muito próximos aos calculados através da metodologia apresentada por Bickford (1995).

Os pesquisadores utilizaram a mesma abordagem para a determinação da rigidez das placas. A utilização dos mesmos perfis de pressão demonstrou que a rigidez das placas era altamente influenciada pelas condições do contato entre o assentamento e a cabeça do fixador. Foi comprovado também que os valores de rigidez obtidos através das simulações numéricas não possuía correlação com o ângulo de tensão de 30° proposto em formulações clássicas, como a demonstrada por Wileman, Choudhury e Green (1991), já que estas não consideram a influência do movimento relativo dos elementos da junta sobre a rigidez da montagem, tampouco a ocorrência de abertura. Quanto à determinação de expressões simplificadas, Pedersen e Pedersen (2008) concluíram que não existe uma fórmula única para o cálculo da rigidez das placas, devido à grande influência sofrida por parâmetros dimensionais da junta. Por esse motivo, os autores optaram por uma abordagem que considerava a rigidez como função de um parâmetro adimensional envolvendo o diâmetro da superfície da placa superior em contato com a cabeça do fixador, o comprimento das placas e o diâmetro do furo.

A determinação dos fatores de correção para o cálculo da rigidez de fixadores e a utilização de métodos numéricos demonstram as limitações encontradas nas metodologias clássicas de dimensionamento de juntas aparafusadas. Considerando tal fato, Williams *et al.* (2009) avaliaram o comportamento de uma junta uniaparafusada de tração através de métodos analíticos convencionais, análises numéricas e técnicas experimentais, com o intuito de avaliar a extensão de tais limitações. Para o cálculo analítico, os autores utilizaram o modelo de molas apresentado por Shigley e Mischke (2006), determinando assim a rigidez do fixador. No que se refere à obtenção da rigidez das placas, foram utilizados métodos apresentados por Pedersen e Pedersen (2008) e Engineering Sciences Data Unit (1985).

Williams e seus colaboradores geraram dois modelos de elementos finitos para esse estudo: o primeiro, denominado avançado, considerava a existência dos filetes de rosca;

enquanto o segundo, simplificado, utiliza parafusos perfeitamente cilíndricos. O regime plástico do material foi levado em conta em ambos os modelos através de um algoritmo de encruamento cinemático.

Os pesquisadores constataram que a carga adicional no parafuso foi pequena quando comparada à força absorvida pela junta em todas as condições e modelos analisados. Contudo, notou-se uma sensível alteração na rigidez das placas e do parafuso, principalmente nos resultados obtidos através do modelo avançado. Segundo os autores, essa alteração estaria relacionada ao escoamento localizado do material da região engajada, o que contradiz as teorias clássicas, as quais não levam em conta tal fenômeno para a determinação da rigidez da montagem. Tais alterações promoveram modificações nas forças adicionais de cada um dos elementos, diminuindo a carga absorvida pelo parafuso e aumentando a parcela da força externa absorvida pelas placas. Com o intuito de avaliar a acuracidade do modelo numérico empregado, os autores projetaram um aparato experimental que possibilitava mensurar as forças adicionais do parafuso e das placas através do uso de extensômetros. Ensaio de aparafusamento e tração foram realizados com tal dispositivo, demonstrando boa correlação entre as duas abordagens.

Williams e colaboradores obtiveram boa correlação entre os resultados obtidos pelo método analítico e pela abordagem numérica apenas para a condição de aparafusamento. Os valores de força adicional no parafuso, obtidos com as formulações analíticas, foram cerca de 17% superiores do que os calculados através dos modelos numéricos.

Ainda no que se refere às juntas aparafusadas, os estudos mais recentes têm contemplado a análise de juntas de cisalhamento com placas de material compósito. Gray e McCarthy (2012) desenvolveram um modelo analítico para o cálculo da rigidez axial de uma junta de cisalhamento uniaparafusada, constituída por duas placas de material compósito e sujeita a um momento fletor. Os pesquisadores estimaram a rigidez axial do fixador pela formulação clássica de molas, enquanto que a rigidez das placas foi obtida através da aproximação de Ritz (REDDY, 2003), contabilizando assim as deformações da junta devido aos efeitos de curvatura anticlástica do material.

Gray e McCarthy validaram a abordagem proposta através de simulações numéricas, identificando boa correlação entre os resultados obtidos, incluindo o deslocamentos nodais das placas, os efeitos de flexão no material compósito e a tensão axial no parafuso.

Fengrui e colaboradores (2015) também pesquisaram um modelo analítico de rigidez capaz de prever o comportamento de uma junta aparafusada de material compósito. Os pesquisadores propuseram um método iterativo de parâmetro único para resolver o sistema de equações não lineares que representava o fenômeno de transferência de carregamentos entre os

elementos da montagem. Foram testadas uma série de juntas de cisalhamento para validar a abordagem proposta e verificar a influência do torque de aparafusamento e da folga existente entre furo e fixador sobre outros parâmetros da junta. As medições das forças atuantes nas juntas testadas mostraram boa correlação com os valores obtidos através do método iterativo, apresentando erros máximos de 6%. Quanto aos parâmetros de influência analisados, os autores observaram que a rigidez da montagem não era afetada pela folga entre parafuso e furo, assim como pelo torque de aparafusamento.

2.2. AVALIAÇÃO DE FADIGA EM COMPONENTES ROSCADOS

Segundo Bickford (1995), a ocorrência de fadiga em componentes roscados é a principal responsável por falhas catastróficas em conexões roscadas. Nesse caso, as falhas tendem a ocorrer quando a montagem é submetida à altas amplitudes de carregamento, nucleando trincas no primeiro filete engajado do elemento roscado, local de alta concentração de tensão.

Tal fenômeno pode ser prevenido através do dimensionamento correto dos componentes envolvidos, o qual pode ser realizado por meio de abordagens analíticas ou numéricas.

No caso de juntas aparafusadas, o roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), propõe uma avaliação baseada nas tensões originadas pela tração e flexão do fixador, sendo necessária a determinação da rigidez linear e angular do componente. A amplitude de tensão calculada é comparada com limites de fadiga extraídos de formulações empíricas, as quais foram obtidas através de inúmeros ensaios experimentais realizados em parafusos de diferentes classes e bitolas.

Apesar de tudo, tal modelo não é capaz de levar em consideração fenômenos importantes como a flexão dos filetes e a plastificação localizada dos mesmos. Por esse motivo, é preferível a utilização de abordagens numéricas para a avaliação de fadiga em juntas de maior criticidade.

Novoselac e colaboradores (2014) avaliaram a falha por fadiga em fixadores de um flange dinamicamente solicitado através de modelos de elementos finitos. Segundo os pesquisadores, a atuação combinada da pré-carga de montagem e a força adicional absorvida por cada fixador gera uma condição propícia ao surgimento de trincas de fadiga.

Os autores utilizaram dois modelos para a análise das tensões geradas em cada parafuso. O primeiro deles consistia na análise dinâmica simplificada do flange, considerando parafusos tipo viga de rigidez equivalente e avaliando o deslocamento de nós específicos. Tais deslocamentos foram utilizados para excitar o flange em um modelo refinado, o qual incluía parafusos com roscas paralelas.

A vida em fadiga dos fixadores foi avaliada por meio do software FEMFAT (MAGNA POWERTRAIN, 2010), utilizando a teoria dos planos críticos como método de análise. As elevadas tensões médias originadas pela não consideração de plasticidade foram corrigidas através do princípio de Neuber (NEUBER, 1961). O limite de fadiga do componente foi estimado por meio de curvas S-N do material e fatores de correção, refletindo as condições de manufatura e utilização do componente.

O gradiente de tensão existente na região dos filetes também foi levado em conta nessa avaliação, dada sua influência sobre a vida em fadiga de componentes submetidos à torção e flexão (MOREL, MOREL e NADOT, 2009).

Após as análises, os autores constataram que os nós críticos localizavam-se na raiz do primeiro filete engajado, como apontado pela bibliografia clássica. Notou-se também que o gradiente de tensão na região engajada era superior ao da haste do fixador, com valores de 8,4 MPa/mm e 0,4 MPa/mm, respectivamente. Segundo os pesquisadores, tal característica influenciou nos limites de fadiga desses locais, sendo 413 MPa na haste do fixador e 303 MPa no primeiro filete engajado.

Novoselac e colaboradores (2013) avaliaram a influência do gradiente de tensão na vida em fadiga de parafusos M10 com classe de resistência 10.9. Além do parafuso, a estrutura era composta por duas placas e uma porca de classe de resistência equivalente a do primeiro. Utilizou-se diferentes valores de pré-carga para as simulações, sendo elas 50%, 70% e 90% da carga de prova do fixador $F_{0,2\%}$.

O arranjo mecânico era solicitado excentricamente através de cargas cíclicas, por esse motivo empregou-se métodos de dano acumulado para a avaliação do histórico de tensões do fixador e os ciclos de histerese do material.

O gradiente de tensão da região de interesse foi avaliado através dos métodos de Stieler (GDR STANDARD, 1983), IABG (HUCK, THRAINER e SCHUTZ, 1983), FemFat (MAGNA POWERTRAIN, 2010) e FKM (FORSCHUNGSKURATORIUM MASCHINENBAU, 2003), verificando assim a influência das diferentes metodologias sobre a determinação da vida em fadiga do componente roscado.

Os autores constataram que o gradiente de tensão no primeiro filete engajado era inferior aos existentes nos demais filetes. Além disso, concluíram que a influência da pré-carga sobre o gradiente de tensão pode ser considerada desprezível, afetando de maneira discreta o limite de fadiga local. Quanto à influência do método de cálculo, o modelo IABG demonstrou ser o menos conservador de todos, elevando em 90% o limite da região crítica do fixador, enquanto o de Stieler, mais conservador, alterou tal variável em apenas 5%.

Schneider, Wuttke e Berger (2010) propuseram uma abordagem para a avaliação da vida em fadiga de conexões roscadas através das deformações locais dos elementos da montagem, sendo essas deformações calculadas por meio de um modelo de elementos finitos axissimétrico com alto nível de discretização.

Segundo os autores, a utilização de curvas tensão – deformação cíclica não é capaz de capturar o comportamento real em fadiga de componentes roscados sem que modelos avançados de materiais sejam utilizados. Tal fato resulta da ocorrência de histerese elasto-plástica nas raízes dos filetes, influenciando diretamente as tensões e deformações locais.

Para tanto, Schneider, Wuttke e Berger desenvolveram uma abordagem numérica-experimental, avaliando a parcela elástica de histerese através de um modelo de elementos finitos e a plástica por meio de ensaios de deformação controlada em corpos-de-prova. Após a realização das simulações e dos experimentos, a amplitude de deformação oriunda do modelo numérico era sobreposta às curvas de histerese, avaliando assim o impacto desse fenômeno sobre o perfil de tensão local.

Os resultados extraídos a partir dessa abordagem foram utilizados como variáveis de entrada nos modelos de dano de Smith (SMITH, WATSON e TOPPER, 1970) e Panic (PANIC, BEIER e VORMWALD, 2014), estimando a vida do componente através da inclusão de um modelo de trinca.

Os autores concluíram que dentre os dois modelos, o de Panic apresentou melhor correlação com a curva tensão – número de ciclos do parafuso avaliado, além de apresentar resultados mais conservadores quando comparado ao de Smith.

Cetin e Härkegård (2010) avaliaram a vida em fadiga de uma conexão roscada utilizada em dutos submersos para a extração de petróleo. Esse estudo teve como objetivo analisar a acuracidade de diferentes métodos de avaliação de fadiga, sendo eles o método da máxima tensão principal (DNV - DET NORSKE VERITAS, 2010) , o da sensibilidade ao entalhe (SINES e WAISMAN, 1959; NEUBER, RAVEN e BROCK, 1945), a abordagem do fator de suporte (SIEBEL e STEILER, 1955) e o método do elo mais fraco (WEIBULL, 1949).

A estrutura foi simulada através de um modelo axissimétrico, contemplando um submodelo para a região crítica, de forma a reduzir o tempo computacional envolvido. Elasto-plasticidade não foi considerada por se tratar de um estudo comparativo, apesar da possibilidade de ocorrência de escoamento na raiz dos filetes.

Quanto à geometria dessa região, raios de 0,10, 0,20 e 0,30 mm foram considerados nas simulações, avaliando assim a influência do entalhe na vida em fadiga dos dutos.

O limite de fadiga do componente foi estimado através da curva de fadiga do aço utilizado, no caso, o C95. Segundo os autores, a aproximação se fez necessária, pois ensaios de fadiga com tal tipo de conexão roscada são impraticáveis, devido ao tamanho dos componentes e ao custo envolvido.

Realizadas as análises, os pesquisadores concluíram que o aumento do raio do filete da rosca possui uma influência positiva sobre a vida do componente, como era esperado. Em relação aos métodos utilizados, a abordagem que avalia a sensibilidade ao entalhe gerou valores irreais para o número de ciclos até falha, superestimando a vida da peça. Segundo os autores, isso ocorreu devido às limitações teóricas da abordagem, como por exemplo a adoção de valores empíricos para algumas variáveis empregadas no cálculo da distância crítica.

A abordagem do fator de suporte e o método do elo mais fraco apresentaram resultados semelhantes, sendo classificados como os mais precisos pelos pesquisadores. Comparando tais resultados com os obtidos por meio da máxima tensão principal, constatou-se que a última abordagem é extremamente conservadora, subdimensionando a vida do componente em até 40 vezes.

2.3. ANÁLISE DE MECANISMOS BIELA MANIVELA EM MOTORES A COMBUSTÃO

Denomina-se mecanismo biela manivela em motores a combustão a composição de pistão, biela, pino de conexão, bucha, bronzina e um trecho do virabrequim, que é formado por dois munhões, moente e contrapesos. A principal função de tal mecanismo é converter a energia piezométrica, oriunda da explosão da mistura ar-combustível, em energia cinética, que movimenta os componentes do sistema de transmissão. Recorrendo à bibliografia referente a esse tema, fica evidente a relação direta entre a complexidade e o nível de detalhamento de cada modelo físico adotado para o estudo do mecanismo.

A variante mais simples desse mecanismo pode ser encontrada no trabalho de Montazersadhd e Fatemi (2007), no qual os autores utilizaram um mecanismo biela manivela rígido com apenas um grau de liberdade para o cálculo dos esforços atuantes em um virabrequim utilizado em um motor diesel monocilindro. O objetivo dos pesquisadores foi extrair as forças atuantes no moente durante um ciclo completo do motor, de tal maneira que tais forças pudessem ser usadas como multiplicadores dos valores de tensão obtidos a partir de análises de elementos finitos utilizando carregamentos unitários, tornando desnecessária a utilização de abordagens computacionais mais caras.

A resposta do mecanismo é diretamente influenciada pela consideração de juntas imperfeitas, acrescentando folga e desgaste às juntas, e elevando assim a complexidade do modelo. Tendo isso em vista, Mukras et al. (2009) analisaram um mecanismo biela manivela com junta imperfeita, implementando um método iterativo que acoplava as equações dos movimentos dos corpos com um modelo de desgaste aplicado à junta que unia biela e manivela, sendo a taxa de desgaste levada em conta a cada passo de tempo, influenciando assim os parâmetros cinemáticos e dinâmicos. O método de predição de desgaste implementado foi a lei de Archard, capaz de estimar a espessura de material removido levando em conta a pressão na interface, o deslocamento relativo das faces, e o coeficiente de desgaste para o par em contato.

O procedimento de análise acoplava a solução das equações de movimento do modelo dinâmico com o algoritmo de desgaste implementado em uma análise de elementos finitos. As equações do movimento eram solucionadas para a obtenção das forças de contato e para a determinação do deslocamento relativo na interface, considerando um deslocamento angular de manivela muito pequeno. Tais variáveis eram exportadas para o *software* de elementos finitos, o qual aplicava as condições de contorno na análise de desgaste, deslocando os nós na interface de contato e fornecendo uma malha de elementos finitos que já incorporava o aumento de folga na junta. Essa malha era exportada para o algoritmo dinâmico que resolvia as equações de movimento para a nova configuração geométrica, considerando o próximo passo de tempo.

A simulação acoplada foi validada experimentalmente, encontrando erros relativos de 10 a 16 % nos parâmetros de massa de material retirado e profundidade de desgaste. Os pesquisadores concluíram que a estratégia de simulação implementada era capaz de prever, com precisão, o comportamento real do mecanismo, até mesmo levando em conta as simplificações impostas ao modelo dinâmico.

A análise de mecanismos com juntas imperfeitas torna-se complexa caso surjam perturbações nas órbitas cíclicas devido a ocorrência de impacto. Olyaei e Ghazavi (2012) estudaram a mitigação dessas perturbações através da utilização de um controlador baseado no método de Pyragas (1992). Foi adotado como estudo de caso um mecanismo biela manivela contendo uma junta imperfeita no olhal menor. A ocorrência do fenômeno de impacto era monitorada, a cada passo de tempo, por um parâmetro geométrico que levava em conta os raios da bucha e do pino do pistão, assim como a excentricidade entre esses dois elementos. Os resultados do modelo inicial, sem o uso do controlador, demonstraram que o pino descrevia três tipos de movimento: contato contínuo, impacto e *free flight*, no qual o pino se movimentava livremente dentro do alojamento. Notou-se que os valores de aceleração do pistão e do torque

da manivela eram altamente perturbados com a ocorrência do primeiro impacto, e que essa perturbação se propagava, já que esse fenômeno desencadeava impactos sucessivos.

Os pesquisadores implementaram uma técnica de controle retroalimentado com atraso de tempo, conhecido por ser um método prático para a estabilização de órbitas periódicas. Esse método de controle mostrou-se robusto quando aplicado ao modelo estudado, eliminando as ocorrências de impacto e os movimentos livres do pino. Contato contínuo foi detectado durante todo o ciclo do mecanismo, e as perturbações na aceleração e no torque foram mínimas.

Existem ainda outras abordagens cujo foco é o projeto e otimização dos inúmeros componentes envolvidos no mecanismo. Nesses casos, a flexibilidade dos componentes são levadas em conta, aumentando assim os graus de liberdade do sistema. Bai (2008) desenvolveu um modelo numérico capaz de prever o movimento secundário de pistões em motores de combustão interna. Classifica-se como movimento secundário a translação na direção radial, na qual o pistão desloca-se contra a parede do cilindro, e a rotação em torno do pino, conhecida popularmente por *piston tilt*. Esses movimentos estão diretamente relacionados com a formação do filme de óleo entre a saia do pistão e o cilindro, fator que influencia diretamente o projeto de motores a combustão.

No mecanismo biela manivela estudado por Bai (2008), atribuiu-se rigidez absoluta à biela e ao virabrequim, além de desconsiderar folgas e dissipação de energia por atrito nos olhais da biela. Foi mantida constante a velocidade de manivela, possibilitando o cálculo das forças axiais atuantes no pistão, pino e olhal menor, para cada ângulo do ciclo do motor. Tais forças foram utilizadas no cálculo do esforço lateral realizado pelo pino sobre o pistão, através da somatória dos momentos gerados em torno do olhal maior da biela. A componente lateral foi então empregada em um algoritmo iterativo, capaz de determinar os esforços resultantes do movimento secundário, assim como o deslocamento lateral e angular do pistão, considerando a deformação radial do mesmo e as pressões hidrodinâmicas do filme de óleo.

Os resultados obtidos apresentaram boa correlação com os comportamentos cinemático e dinâmico de um pistão real. O deslocamento lateral mostrou-se estar diretamente relacionado com a força lateral, gerada pelo contato entre o pino e seu alojamento no pistão. Demonstrou-se a correlação direta entre a deformação estrutural da região da saia e a distribuição de pressão hidrodinâmica na lateral do pistão, de forma que, quanto maior a deformação apresentada nessa região, menor o pico de pressão hidrodinâmica. Além disso, Bai (2008) analisou a influência da velocidade de manivela no deslocamento lateral do pistão, e concluiu que velocidades angulares elevadas causavam uma diminuição na amplitude do movimento secundário, fato

justificado pelo acréscimo na velocidade lateral do pistão, e pelo aumento da pressão hidrodinâmica, resultado de velocidades axiais mais elevadas.

Zhenpeng et al. (2015) utilizaram modelos multicorpos avançados para a análise de ruído e vibração em um motor a gasolina. Os pesquisadores empregaram mecanismos biela manivela flexíveis, além de incluírem os componentes adjacentes ao virabrequim, como dumper de vibração, volante de inércia e o próprio bloco para o cálculo dos modos de vibração do sistema. Como objetivo secundário, os pesquisadores pretendiam avaliar a influência do modelo de lubrificação utilizado nos mancais do bloco. Para tanto, consideraram modelos elastohidrodinâmicos, hidrodinâmicos e sistemas mola amortecedor. Os autores constataram que a metodologia de solução de lubrificação utilizada afetava diretamente os ângulos de torção do virabrequim, conduzindo a sérios desvios nos perfis de tensão do componente. No entanto, parâmetros como força nos mancais, velocidade normal do bloco e pressão de ruído mostraram-se pouco sensíveis ao modelo de lubrificação utilizado.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. JUNTAS APARAFUSADAS

Juntas aparafusadas são componentes críticos em qualquer projeto mecânico. O projeto torna-se mais crítico quando as cargas externas aplicadas agem excentricamente na união, como no caso de bielas automotivas. A presente seção pretende ilustrar conceitos relevantes ao projeto de juntas aparafusadas de tração, assim como discorrer sobre a metodologia de cálculo de juntas de tração contida em Verein Deutscher Ingenieure (2003).

3.1.1. Juntas aparafusadas de tração

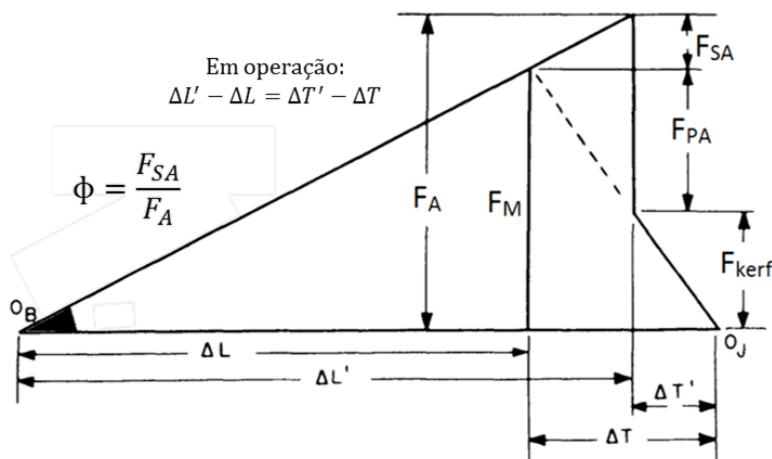
Segundo Bickford (1995), juntas aparafusadas podem ser classificadas de acordo com o carregamento imposto à elas. Caso o carregamento externo preponderante esteja aplicado paralelamente ao eixo do parafuso, tal junta será classificada como junta de tração, como é o caso de juntas aparafusadas de bielas automotivas. Caso as cargas externas atuem perpendicularmente ao referido eixo, a junta será tratada como de cisalhamento. A classificação correta do tipo de junta é item indispensável na fase de projeto da mesma, visto que os modos de falha a serem evitados são diferentes nas variantes trativa e cisalhante.

Em juntas trativas, o parafuso age como elemento de fixação de duas ou mais placas que permanecem unidas devido a uma força de montagem F_m , gerada durante o processo de aperto, que, na maioria das juntas, é dimensionado através de um torque de ligação e um ângulo de aperto. Além de comprimir as placas, o aperto alonga o elemento de fixação, mantendo-o sobre tensão ao longo de sua vida útil. É provável que esses níveis de tensão diminuam ao longo dos ciclos de operação do conjunto devido ao fenômeno de relaxamento natural, reduzindo a força de montagem a um valor F_v . É possível que existam esforços cisalhantes de menor grandeza agindo em conjunto com as cargas trativas. Nesse caso, a força de união terá o importante papel de inibir o deslocamento relativo dos elementos envolvidos.

De acordo com Bickford (1995), o estado de tensões e deformações originado pelo aperto será modificado no momento em que forças externas atuarem na montagem. De forma a obter essas tensões, considera-se a junta como uma composição de molas em paralelo na qual parafuso e placas são tracionados e comprimidos dentro de seus limites elásticos. As tensões e deformações geradas em cada um dos elementos estão diretamente relacionados às suas flexibilidades, sendo essenciais ao cálculo do fator de carga da junta ϕ , variável capaz de

quantificar a parcela de carregamento externo absorvido pelas placas e parafuso. A Figura 1 ilustra o diagrama de forças em juntas trativas.

Figura 1 - Diagrama de forças em junta trativa



Fonte: Adaptado de Bickford (1995)

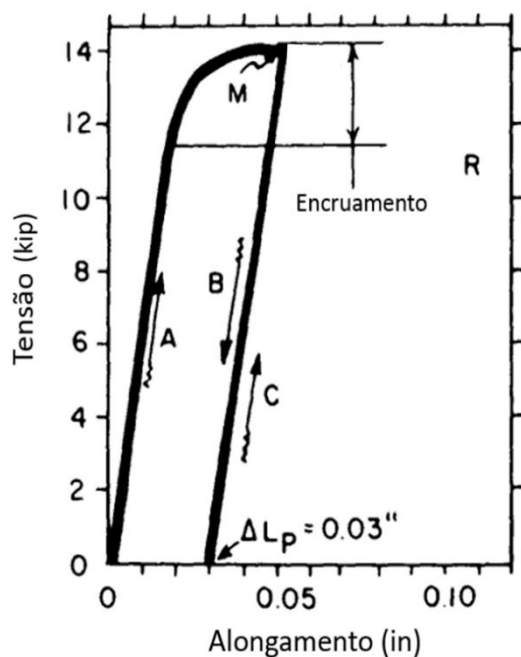
Durante operação, as cargas externas trativas F_A farão com que a força residual existente no parafuso seja elevada a valores F_{SA} . Em contrapartida, os esforços externos diminuirão a pressão entre as placas através da componente adicional F_{PA} , que reduzirá a força de união a níveis residuais F_{kerf} .

3.1.2. Perfil de tensão em parafusos e principais mecanismos de falhas

O perfil de tensão em parafusos pode ser comparado ao comportamento apresentado por materiais dúcteis submetidos à carregamentos uniaxiais trativos. As curvas tensão x deformação de fixadores são caracterizadas por uma região linear elástica, seguida de um escoamento contínuo e uma região plástica com alta ductibilidade que precede a ruptura. Como esses componentes estão submetidos à pré-cargas elevadas e forças externas de origem cíclica, o material do fixador tende a encruar ao longo de sua vida útil, aumentando a resistência mecânica em detrimento de perdas na ductibilidade.

A Figura 2 ilustra o fenômeno de encruamento de um parafuso, no qual o mesmo é tracionado até um ponto M após o limite de escoamento original, descarregado (rota B) e carregado novamente (rota C), deformando-se elasticamente até o novo limite de escoamento M.

Figura 2 - Fenômeno de encruamento ocorrido em parafusos

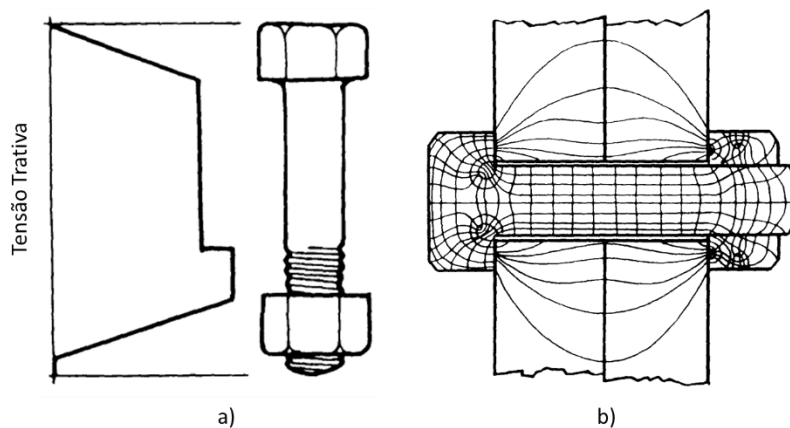


Fonte: Adaptado de Bickford (1995)

Esse fenômeno não ocorre exclusivamente pelas solicitações impostas ao componente, mas também, pela ação dos inúmeros concentradores de tensão existentes.

Segundo Bickford (1995), para um fixador ideal, perfeitamente simétrico, cujas faces da cabeça e da porca são perpendiculares ao eixo longitudinal do componente, a distribuição de tensão ao longo do eixo do componente, dado um estado de tensão trativa, seria semelhante à apresentada na Figura 3.

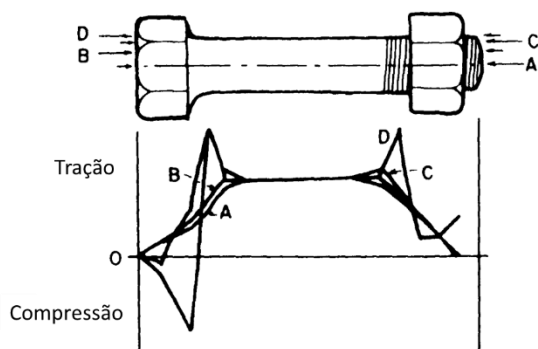
Figura 3 - Perfil de tensão ao longo do eixo de um parafuso submetido à tração (a) e linhas de tensão principal trativa (parafuso) e compressiva (placas) em uma junta submetida à tração uniaxial (b).



Fonte: Adaptado de Bickford (1995)

A Figura 3 mostra a existência de três zonas concentradoras de tensão ao longo do parafuso: a região de transição entre cabeça e corpo, a transição entre as roscas e o corpo do componente e o primeiro filete engajado. Constatase também que os níveis de tensão médio na zona roscada são maiores do que no corpo devido à área de seção transversal reduzida. Resultados semelhantes foram obtidos por General Dynamics (1978), indicando picos de tensão ainda maiores em regiões afastadas do eixo do fixador, como ilustrado na Figura 4.

Figura 4 - Perfil de tensão ao longo e linhas paralelas ao eixo de um parafuso submetido à tração



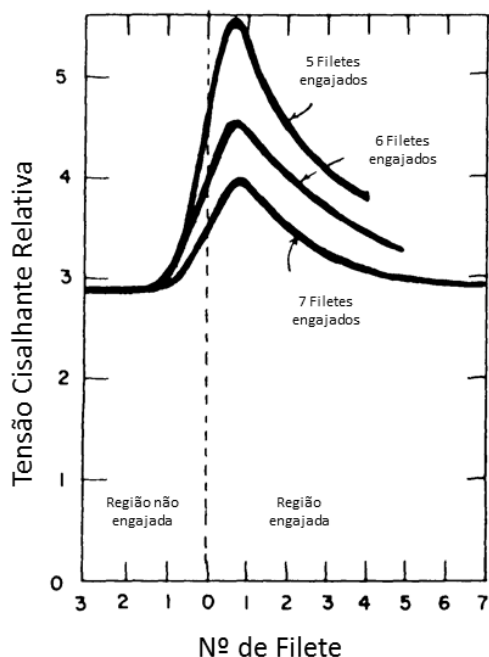
Fonte: Adaptada de General Dynamics (1978)

Esses resultados estão de acordo com os principais modos de falha reportados na bibliografia. De acordo com Verein Deutscher Ingenieure (2003), as tensões trativas oriundas da pré-carga e de forças adicionais superam, em muitos casos, o limite último a tração do fixador, fraturando o mesmo em uma de suas regiões concentradoras de tensão, mais provavelmente no primeiro filete engajado.

Segundo Norton (2013), o contato entre as roscas do parafuso e das placas gera tensões cisalhantes, mesmo que as cargas externas atuantes no fixador sejam puramente trativas. Tal condição é propícia para a falha dos filetes engajados, falha esta denominada *thread stripping*.

Este fenômeno pode ocorrer tanto no fixador quanto nas placas (ou porca). O fator que determinará qual o componente com maior propensão a falha será o limite de resistência ao cisalhamento de cada um dos elementos da junta. A grande maioria das juntas são dimensionadas com parafusos cujo limite de resistência ao cisalhamento é maior do que o da porca (ou das placas, no caso de furos roscados), portanto, a ruptura dos filetes geralmente ocorre na contra-peça. Como principal ação preventiva, especifica-se um comprimento mínimo de engajamento para a zona roscada, distribuindo assim os esforços cisalhantes ao longo dos filetes. A Figura 5 ilustra o perfil de tensão cisalhante ao longo de uma porca em função do número de filetes engajados.

Figura 5 - Tensão cisalhante relativa em uma porca com quantidades diferentes de filetes engajados



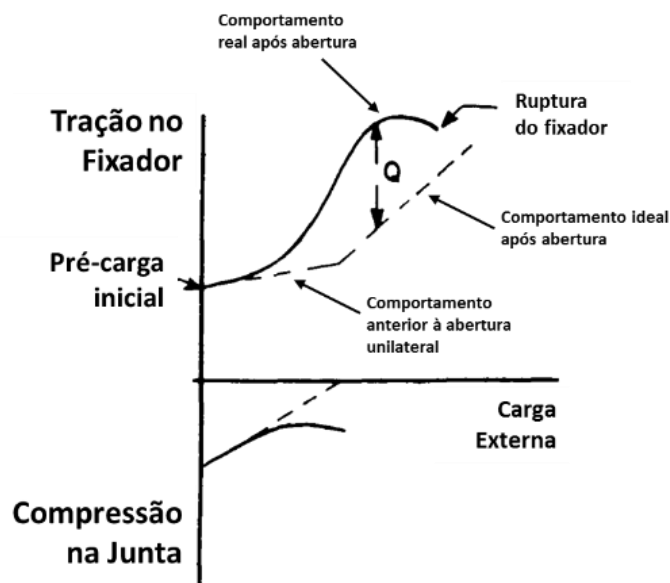
Fonte: Adaptado de Bickford (1995)

A fadiga do fixador também figura como um dos principais modos de falha de juntas aparafusadas. Esse fenômeno pode ser prevenido através do dimensionamento correto do fixador, o qual pode ser realizado por meio de abordagens analíticas, como a contida em Verein Deutscher Ingenieure (2003).

Embora efetivas, tais metodologias não são capazes de avaliar a influência do fenômeno de abertura unilateral sobre o carregamento adicional dos parafusos. Segundo Bickford (1995), a abertura parcial ou total da junta durante carregamentos cíclicos é capaz de aumentar consideravelmente as tensões alternadas no fixador, favorecendo a nucleação de trincas de fadiga.

A Figura 6 ilustra a influência do fenômeno de abertura sobre a força adicional do fixador. Através dela é possível verificar que, após a abertura das faces de separação, a junta não mais se comporta de maneira linear, gerando elevações de carga no parafuso superiores aos obtidos antes que tal fenômeno ocorresse.

Figura 6 - Condição de operação de uma junta de tração e a influência do fenômeno de abertura



Fonte: Adaptado de Bickford (1995)

Atualmente não existem modelos analíticos capazes de prever, com exatidão, a força tensora no parafuso gerada após abertura. Por esse motivo, a utilização de modelos numéricos torna-se imprescindível para o dimensionamento correto de juntas críticas, principalmente quando a ocorrência de abertura unilateral necessita ser considerada.

3.1.3. Metodologia para análise de juntas aparafusadas de tração: VDI 2230 parte 1

3.1.3.1. Força residual mínima de montagem para a prevenção de abertura

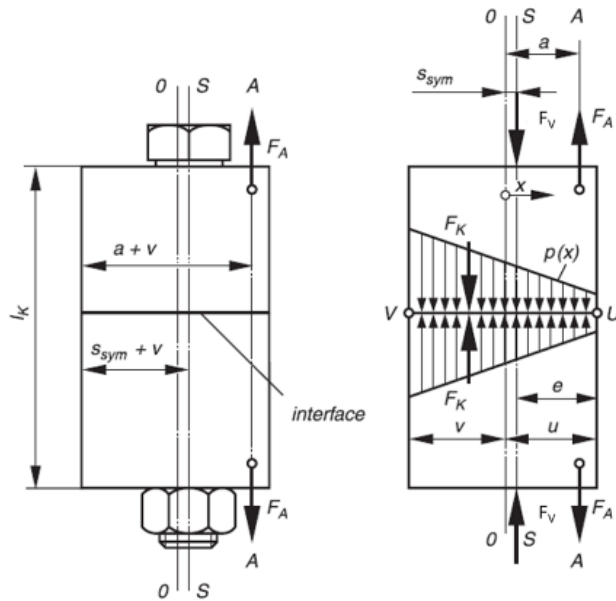
De acordo com o roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), a ocorrência de abertura unilateral se dá pela atuação de múltiplos carregamentos na interface, de forma a causar a diminuição de pressão originada pelo aperto.

Os esforços atuantes na interface de uma junta aparafusada podem ser observados na Figura 7, na qual é retratada uma junta excêntrica, cuja força externa F_A e força residual de montagem F_V não atuam ao longo de eixo que cruza o centro geométrico da interface. Nessa condição, as excentricidades de montagem s_{sym} e de carregamento externo contribuem para o surgimento de momentos fletores em torno do centro geométrico da junta, influenciando na ocorrência de abertura.

A composição das forças e momentos fletores atuantes na junta influenciam no aparecimento de um perfil linear de pressão $p(x)$ ao longo de toda a extensão da interface, e por consequência, em uma força compressiva residual F_{Kerf} no centro geométrico da conexão.

Pontos de menor força compressiva (U) surgem na superfície de separação, sendo candidatos a ocorrência de abertura. A localização de tais pontos está diretamente ligada com o posicionamento dos pontos de aplicação das cargas externa F_A e residual de montagem F_V .

Figura 7 - Esforços atuantes na interface de juntas aparafusadas



Fonte: Verein Deutscher Ingenieure (2003)

O roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) propõe a formulação 1, juntamente com a Figura 8, como forma de estimar a carga residual de montagem mínima para a prevenção do fenômeno de abertura, sendo I_{BT} o momento de inércia da interface em torno de um eixo com origem no centro geométrico da interface e normal ao plano da Figura 7; u a distância entre o centro geométrico da interface e o ponto de abertura; A_D a área da interface; e ϕ_{en}^* o fator de carga da junta para condição de montagem e carregamento externo assimétricos.

$$F_{V_{MIN}} = F_A \left(\frac{I_{BT} + a \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} - \phi_{en}^* \right) \quad (1)$$

Figura 8 - Convenção de sinais para as dimensões s_{sym} e u

Condições		Carga Trativa		
		I	II	III
Razões Dimensionais		Posição de a e de s_{sym} em relação ao eixo 0-0		
		Do mesmo lado		Em lados diferentes
		$a \geq s_{sym}$	$a < s_{sym}$	
sinal	s_{sym}	+	+	-
	u	+	-	+

Fonte: Adaptado de Verein Deutscher Ingenieure (2003)

3.1.3.2. Avaliação do estado de tensão no fixador submetido a carga estática

Segundo o roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), a tensão equivalente $\sigma_{red,B}$ em um parafuso submetido a carregamento estático pode ser obtida através da equação 2.

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3(\kappa_\tau \cdot \tau)^2} \quad (2)$$

Esta expressão leva em conta a tensão axial σ_z causada pela força trativa no parafuso F_S , além de uma parcela $\kappa_\tau \cdot \tau$ das tensões cisalhantes geradas durante o aperto. De acordo com a VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), a parcela dos esforços cisalhantes pode ser desprezada caso a junta esteja exposta a carregamentos dinâmicos por um longo período de tempo, como em uma biela automotiva. Portanto, a expressão da tensão equivalente pode ser reduzida para a formulação 3, na qual A_S representa a área resistiva do parafuso.

$$\sigma_{red,B} = \sigma_z = \frac{F_S}{A_S} \quad (3)$$

A área resistiva pode ser obtida através da área de um círculo cujo diâmetro é a média dos diâmetros de raiz e primitivo da rosca. Essa definição foi obtida experimentalmente, através da constatação de que as cargas de escoamento encontradas durante ensaios de tração realizados em fixadores e em corpos-de-prova de mesmo material eram praticamente iguais, quando os

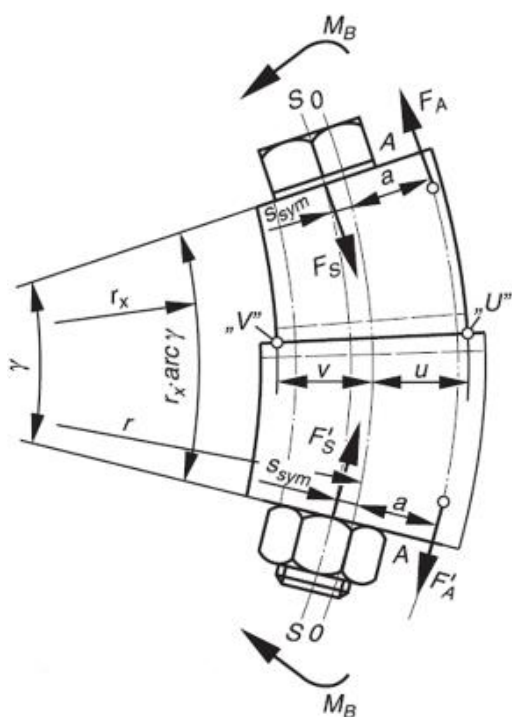
últimos eram usinados com o diâmetro resistivo do parafuso a ser comparado. (BICKFORD, 1995).

3.1.3.3. Avaliação da vida em fadiga do componente roscado

Diferentemente da tensão equivalente sob condição estática, o roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) considera tanto as tensões normais originadas por cargas trativas, quanto às derivadas da flexão do componente como base para o cálculo da tensão alternada adicional de fadiga.

Para tanto, faz-se necessário a determinação da flexibilidade angular do fixador e das placas, de tal maneira que os momentos fletores atuantes nesses componentes possam ser avaliados. A Figura 9 ilustra a flexão de uma junta uniaparafusada sob atuação de um momento fletor M_B , em torno do centroide da face de separação, e submetida a uma força externa F_A .

Figura 9 - Flexão de junta uniaparafusada e as variáveis necessárias para a determinação do estado de tensão do fixador



Fonte: Adaptado de Verein Deutscher Ingenieure (2003)

Como pode ser observado na Figura 9, o ângulo de flexão de junta γ_p e do parafuso γ_s são iguais, sendo representados pelo ângulo de flexão γ . Tal igualdade pode ser representada matematicamente por meio dos momentos fletores absorvidos pelo parafuso M_{Bges} e pela junta

M_{BgesP} , assim como por suas respectivas flexibilidades angulares, β_s e β_p , como mostrado na equação 4.

$$M_{BgesS} \cdot \beta_s = M_{BgesP} \cdot \beta_p \quad (4)$$

De acordo com a VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), as flexibilidades angulares β_p e β_s podem ser obtidas através das expressões 5 e 6, nas quais l_{ers} corresponde ao comprimento de um cilindro com flexibilidade equivalente a do parafuso e com diâmetro igual ao diâmetro de raiz do mesmo, I_3 ao momento de inércia da seção transversal desse cilindro, E_s ao módulo de elasticidade do material do parafuso, E_p ao módulo de elasticidade do material das placas e $\bar{I}_{Bears}$ ao momento de inércia do cone de tensão.

$$\beta_s = \frac{l_{ers}}{E_s \cdot I_3} \quad (5)$$

$$\beta_p = \frac{l_K}{E_p \cdot \bar{I}_{Bears}} \quad (6)$$

Utilizando-se a expressão 4 e partindo do princípio que o momento fletor total M_{Bges} atuante na junta uniaparafusada é a soma dos momentos individuais do parafuso e das placas, tem-se o momento fletor atuante no parafuso M_{BgesS} em termos das flexibilidades angulares e do momento fletor total.

$$M_{BgesS} = \frac{M_{Bges}}{1 + \frac{\beta_s}{\beta_p}} \quad (7)$$

A parcela $\frac{\beta_s}{\beta_p} + 1$ pode ser aproximada apenas pela razão entre às flexibilidades angulares, visto que a flexibilidade do fixador é muito superior às das placas, resultando na equação 8.

$$M_{BgesS} = \frac{\beta_p}{\beta_s} M_{Bges} \quad (8)$$

Sendo o momento fletor M_{Bges} originado pela força F_s do fixador e pela força F_A externa, como ilustrado na equação 9, torna-se possível reescrever a equação 7 resultando na expressão 10.

$$M_{Bges} = F_A \cdot a + F_S \cdot s_{sym} \quad (9)$$

$$M_{Bges} = \frac{\beta_p}{\beta_s} \left(1 - \frac{s_{sym}}{a} \phi_{en}^* \right) F_A \cdot a \quad (10)$$

Considerando que a tensão máxima no fixador será a soma das tensões normais originadas pelas cargas axiais e pela flexão do componente, é possível avaliar a tensão adicional máxima $\sigma_{SAb_{max}}$ por meio da expressão 11, sendo W_s o momento resistivo do parafuso.

$$\sigma_{SAb_{max}} = \frac{\phi_{en}^* F_A}{A_S} + \frac{\beta_p}{\beta_s} \left(1 - \frac{s_{sym}}{a} \phi_{en}^* \right) \frac{F_A \cdot a}{W_S} \quad (11)$$

Substituindo as expressões 5 e 6 na equação 11 e considerando e aproximando $\frac{l_3}{W_s} \approx \frac{d_s}{2}$ (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) obtém-se a expressão 12 para a tensão adicional máxima.

$$\sigma_{SAb_{max}} = \left[1 + \left(\frac{1}{\phi_{en}^*} - \frac{s_{sym}}{a} \right) \frac{l_k}{l_{ers}} \frac{E_S}{E_P} \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{Bears}} \right] \frac{\phi_{en}^* F_A}{A_S} \quad (12)$$

De acordo com o roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), o regime de carregamento para juntas de biela pode ser considerado pulsante, ou seja, a tensão adicional mínima para avaliação de fadiga $\sigma_{SAb_{min}}$ seria nula. Dessa forma, a tensão alternada σ_a pode ser avaliada por meio da equação 13 considerando a convenção de sinais da Figura 8.

$$\sigma_{afixador} = 0,5 \cdot \left[1 + \left(\frac{1}{\phi_{en}^*} - \frac{s_{sym}}{a} \right) \frac{l_k}{l_{ers}} \frac{E_S}{E_P} \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{Bears}} \right] \frac{\phi_{en}^* F_A}{A_S} \quad (13)$$

Esta tensão deve ser comparada com o limite de fadiga do fixador, o qual pode ser estimado de acordo com as teorias de Kloss e Thomala (1979). Estes pesquisadores realizaram testes de fadiga em fixadores com diferentes bitolas, além de analisarem a influência da laminação da rosca antes e após tratamento térmico.

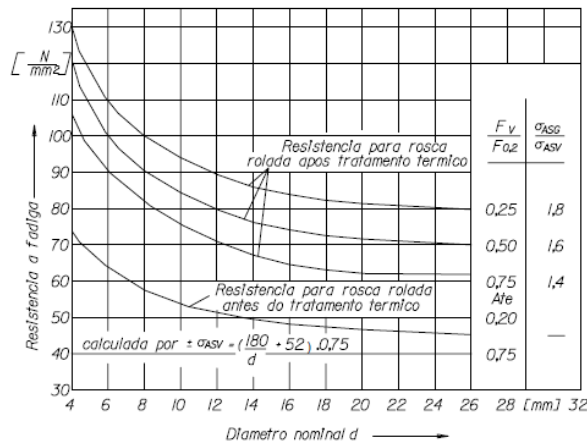
Os resultados indicaram que a durabilidade de parafusos é inversamente proporcional ao diâmetro dos mesmos e que a laminação da rosca após tratamento térmico era capaz de intensificar as tensões residuais compressivas nos filetes aumentando a vida em fadiga do

componente. A Figura 10 sintetiza os resultados obtidos por Kloss e Thomala, auxiliando na estimativa do limite de fadiga (à $2 \cdot 10^6$ ciclos) de parafusos com rosca laminada, posterior (σ_{ASG}) ou anteriormente (σ_{ASV}) ao tratamento térmico.

Estudos mais atuais, como o de Schneider (1996), indicam que, além da influência do tratamento térmico, o limite de fadiga de roscas laminadas sofre alterações devido ao nível de pré-carga ao qual o parafuso é submetido. Dessa maneira, o limite de resistência a fadiga de um fixador cuja rosca é laminada após tratamento térmico pode ser estimado através da expressão 14.

$$\sigma_{ASG} = \left\{ 2 - \frac{[0,5(F_{Smax} + F_{Smin}) + F_V]}{F_{0,2min}} \right\} \cdot \sigma_{ASV} \quad (14)$$

Figura 10 - Curvas de Kloss e Thomala (1976) para estimativa do limite de fadiga de parafusos



Fonte: Adaptado de Collares e Ciotto (2002)

3.1.3.4. Avaliação da pressão sobre o assentamento da cabeça do parafuso

O roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), recomenda a avaliação da pressão sobre o assentamento nas condições de montagem e operação, as quais podem ser calculadas através das equações 15 e 16, sendo A_p a área do setor circular que corresponde à região de contato entre o assentamento e a cabeça do fixador.

$$P_M = \frac{F_M}{A_p} \quad (15)$$

$$P_B = \frac{F_V + F_{SA}}{A_p} \quad (16)$$

Analisando ambas as expressões, é possível constatar que, para a condição de operação, utiliza-se a força residual de montagem (F_V) ao contrário da força tensora de montagem (F_M). Essa mudança de variáveis está relacionada com o fenômeno de relaxação da junta, responsável pela diminuição da carga trativa gerada no parafuso pelo processo de aperto.

Além da carga residual de montagem, a condição de operação considera a força adicional gerada no fixador como fator contribuinte para o cálculo da pressão sobre o assentamento.

De acordo com a VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), a pressão obtida em ambas as condições não deve superar a tensão de escoamento em compressão do material, como forma de prevenir a ocorrência de desvios de forma no assentamento.

3.1.3.5. Avaliação do número mínimo de filetes engajados para a prevenção de cisalhamento na rosca

O cisalhamento dos filetes engajados é um dos modos de falha mais comuns em juntas aparafusadas, especialmente durante o aperto. Juntas aparafusadas, quando bem dimensionadas, possuem um número mínimo de filetes engajados evitando que tal fenômeno ocorra. Nesse caso, a região crítica passa a ser a haste do fixador, a qual se rompe antes que haja o cisalhamento, ou rasgamento, da rosca.

Segundo Bickford (1995), o que define quais filetes falharão, se os da rosca interna ou do parafuso, é a razão entre as resistências à tração de cada um deles. Na maioria dos casos, tem-se juntas compostas por parafusos de materiais mais nobres do que o material da contra-peça (ou porca). Dessa forma, o fenômeno de rasgamento tende a ocorrer nos filetes internos.

Tendo em vista essa condição, o roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) propõe uma abordagem analítica para a determinação do número mínimo de filetes engajados, considerando apenas os esforços axiais no fixador, e desprezando quaisquer esforços resultantes da flexão dos elementos. Apesar desse fato, essa abordagem leva em conta a redução da área resistiva ao cisalhamento causada pela flexão dos filetes através dos fatores de correção C_1 e C_3 .

A força cisalhante responsável pelo rasgamento dos filetes é uniformemente distribuída ao longo dos mesmos e pode ser avaliada por meio da expressão 17, onde A_{SGM} é a área resistiva ao cisalhamento dos filetes internos e τ_{BM} a resistência ao cisalhamento do material da contra-peça ou porca.

$$F_{mGM} = \tau_{BM} \cdot A_{SGM} \cdot C_1 \cdot C_3 \quad (17)$$

De acordo com o roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), a resistência ao cisalhamento τ_{BM} do material pode ser estimada de acordo com sua classificação, resistência à tração e dureza. A Tabela 1 demonstra os valores para que essa estimativa seja realizada.

Tabela 1 - Valores para a estimativa da resistência ao cisalhamento

Tipos de materiais	Razão de Tensão Cisalhante	
	τ_{BM}/R_m	τ_{BM}/HB
Aço recozido	0,6 – 0,65	2
Aço austenítico(tratado termicamente)	0,8	3
Aço austenítico(F60/90)	0,65-0,75	2,0-2,5
Ferro fundido GJL	1,4	1,5
Ferro fundido GJS	0,9	2,0
Liga de Alumínio	0,7	1,5
Liga de Titâneo (envelhecido)	0,6	2,0

Fonte: Autoria própria

Os fatores C_1 e C_3 podem ser obtidos através das equações 18, 19 e 20, sendo s a largura entre as faces planas da porca e R_S a razão de resistência entre os materiais do parafuso e da rosca interna.

$$C_1 = 3,8 \cdot \frac{s}{d} - \left(\frac{s}{d}\right)^2 - 2,61, \text{ com } 1,4 < \frac{s}{d} < 1,9 \quad (18)$$

$$C_3 = 0,728 + 1,769 \cdot R_S - 2,896 \cdot R_S^2 + 1,296 \cdot R_S^3, \text{ com } 0,4 < R_S < 1 \quad (19)$$

$$C_3 = 0,897 R_S \geq 1 \quad (20)$$

Segundo a VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), a razão de resistência pode ser obtida através da equação 21, onde P representa o passo da rosca, D_1 o diâmetro de raiz dos filetes internos, D_2 o diâmetro primitivo desses filetes, R_{mMmin} a resistência mínima à tração do material da contra-peça ou porca e R_{mSmin} a resistência mínima à tração do material do parafuso.

$$R_S = \frac{d \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ \right] \cdot R_{mMmin}}{D_1 \cdot \left[\frac{P}{2} + (d_2 - D_1) \cdot \tan 30^\circ \right] \cdot R_{mSmin}} \quad (21)$$

A área resistente ao cisalhamento para os fieltos da rosca interna pode ser calculada através da equação 22, onde m_{eff} representa o comprimento engajado.

$$A_{SGS} = P \cdot D1 \cdot (m_{eff} / P) \cdot [P/2 + (d2 - D1) \cdot \tan 30^\circ] \quad (22)$$

Seguindo o critério de projeto citado no início desta subseção, a força axial necessária para que o cisalhamento dos filetes internos ocorra deve ser maior ou igual à carga trativa requerida para o rompimento da haste do parafuso, como descrito na equação 23.

$$F_{mGM} \geq R_m \cdot A_S \quad (23)$$

Combinando as equações 17, 22 e 23 obtém-se a expressão 24.

$$m_{eff} = \frac{R_m \cdot A_S \cdot P}{\left\{ C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ \right] \cdot \pi \cdot d \right\}} \quad (24)$$

3.1.4. Limitações do roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 para bielas anguladas

Como foi possível observar através da revisão bibliográfica realizada, a maior parte das abordagens analíticas empregadas no dimensionamento de juntas aparafusadas possuem limitações. No caso da metodologia contida no roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), essas limitações estão relacionadas com o cálculo da flexibilidade das placas, na obtenção do fator de introdução de carregamento, e com a avaliação de juntas multiaparafusadas, mais especificamente no processo de isolar o fixador criticamente solicitado para que a metodologia seja aplicada.

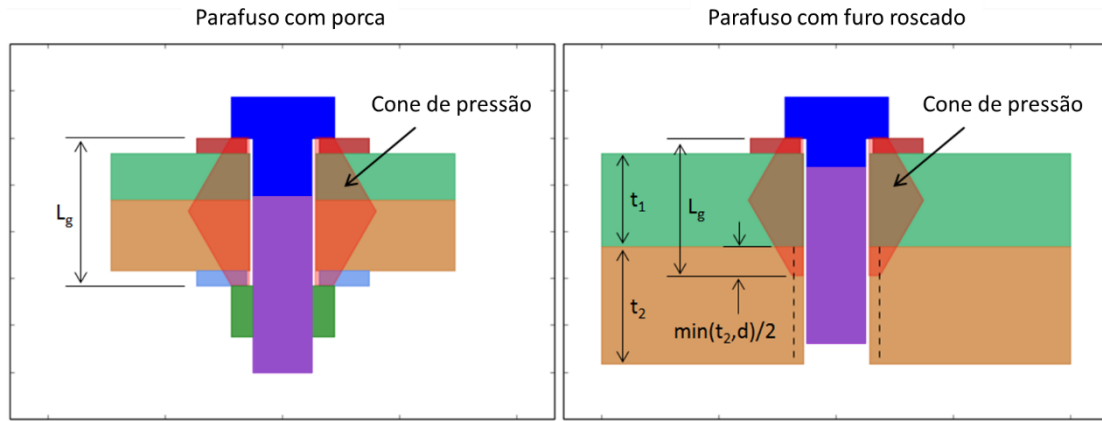
Segundo o roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), uma junta uniaparafusada pode ser caracterizada através de duas molas associadas em paralelo, representando as flexibilidades axiais do parafuso δ_s e das placas δ_p .

A flexibilidade do parafuso é facilmente obtida através da soma das flexibilidades individuais de cada um dos trechos do componente, sendo estes, cabeça, rosca e demais partes que compõe a zona não roscada.

Já a flexibilidade das placas é obtida através do cálculo da flexibilidade da região que compreende o cone de pressão, ou sólido de deformação, originado entre a superfície de

assentamento da cabeça do fixador e o primeiro filete de rosca engajado após aperto. A Figura 11 ilustra o cone de pressão.

Figura 11 - Cone de pressão em juntas aparafusadas



Fonte: Adaptado de Mechanicalc (2015)

O cone de pressão possui, na verdade, a forma de um parabolóide de revolução, contudo, seu formato geralmente é simplificado, para efeitos de cálculo, em dois cones truncados, ou em uma composição de cones e cilindro, sendo o último denominado cone de pressão parcialmente desenvolvido, cuja extensão depende, diretamente, de parâmetros dimensionais das placas como comprimento e espessura.

A Figura 12 ilustra a condição de cone de pressão parcialmente desenvolvido para uma junta aparafusada que utiliza porca. Através dessa ilustração é possível observar a existência de dois cones truncados de comprimentos l_v e um cilindro de extensão l_h , cujo diâmetro é limitado pelo diâmetro da junta D_A .

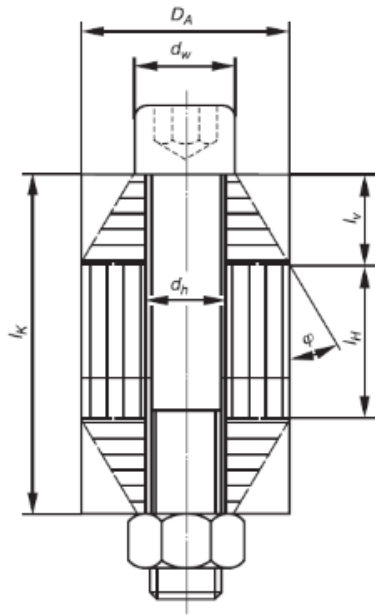
Segundo o roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), a flexibilidade das placas pode ser calculada de acordo com as equações 25, 26 e 27, avaliando as parcelas δ_p^V e δ_p^H correspondentes aos cones e ao cilindro gerado pelo sólido de deformação, respectivamente. Estas equações possuem como variáveis os comprimentos característicos do cone de pressão, o diâmetro do furo d_h , o diâmetro do assentamento d_w , o ângulo do cone de pressão φ e o módulo de elasticidade dos materiais das placas E_p .

$$\delta_p^V = \frac{\ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + 2l_v \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + 2l_v \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{E_p \cdot d_h \cdot \pi \cdot \tan \varphi} \quad (25)$$

$$\delta_p^H = \frac{4l_H}{E_p \cdot \pi \cdot (D_A^2 - d_h^2)} \quad (26)$$

$$\delta_p = \frac{2}{w} \delta_p^V + \delta_p^H \quad (27)$$

Figura 12 - Cone de pressão parcialmente desenvolvido em junta aparafusada com porca



Fonte: (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003)

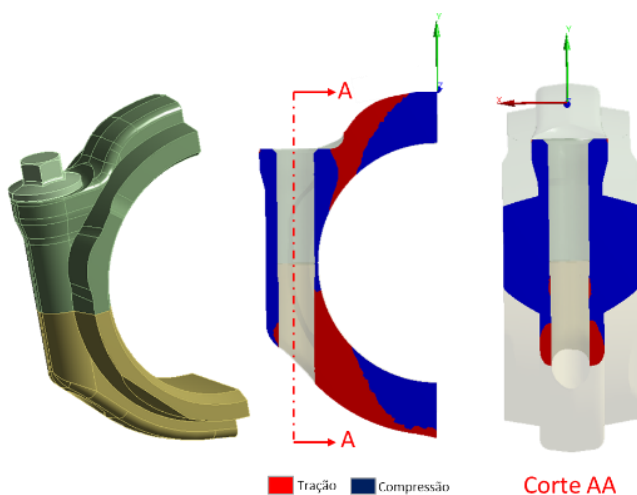
Analisando as equações 25, 26 e 27 é possível constatar que a metodologia de cálculo proposta atribui apenas geometrias perfeitamente regulares ao sólido de deformação. Logo, essa metodologia não é capaz de prever, com exatidão, o cone de pressão originado em juntas de geometria complexa, como por exemplo, o sólido gerado em juntas de bielas automotivas.

Os cones de deformação gerado em tais componentes estão diretamente associados com a formato atribuído às superfícies pelas operações de forjamento e usinagem. A Figura 13 ilustra o sólido de deformação de uma biela angulada em dois planos, sendo o primeiro longitudinal, e o segundo, perpendicular ao primeiro interceptando o eixo do parafuso. A forma do cone de pressão foi obtida através do pós-processamento das tensões normais na direção y do vetor também representado nessa ilustração.

Através da Figura 13 é possível concluir que o sólido de deformação obtido não possui um aspecto regular, o que conduziria à divergências entre a flexibilidade real e o valor obtido através das equações 25, 26 e 27.

Como mencionado anteriormente, existem outras limitações na abordagem proposta pelo roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), além do cálculo da flexibilidade das placas. A avaliação de juntas multiaparafusadas é uma delas, já que este roteiro determina que o fixador criticamente solicitado, e seu entorno, sejam isolados das demais partes da junta através de um plano normal ao plano de carregamento, seccionando o componente em pontos de momento fletor nulo, como ilustrado na Figura 14.

Figura 13 - Sólido de deformação em uma biela angulada

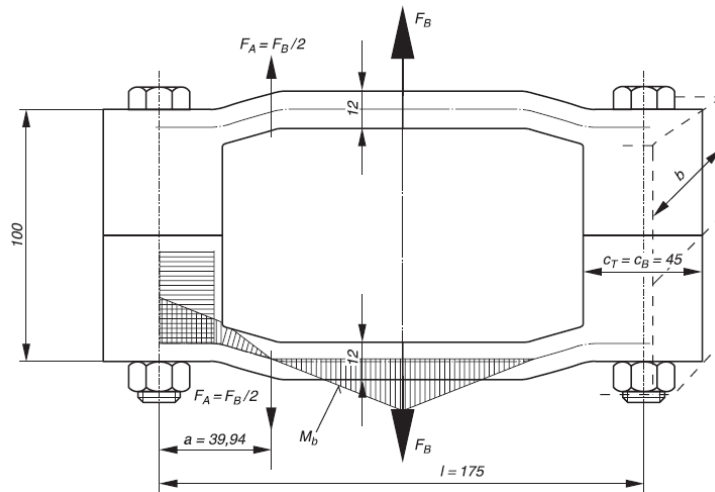


Fonte: Autoria própria

Dada as simetrias geométrica e de orientação dos vetores de força externa F_B na ilustração, torna-se simples determinar a parcela de força externa aplicada em cada região após a secção do plano de seção de carregamento.

Porém, em relação às bielas anguladas, tal processo torna-se complexo, já que as simetrias geométricas e de orientação dos esforços não mais são aplicáveis. Para a determinação da localização dos planos de secção, seria necessário a solução de um problema estaticamente indeterminado, no qual a linha neutra das várias seções transversais ao longo da direção circunferencial do mancal não mais coincidam com o centro geométrico das mesmas, dada a espessura considerável do mancal (WARREB e BUDINAS, 2002).

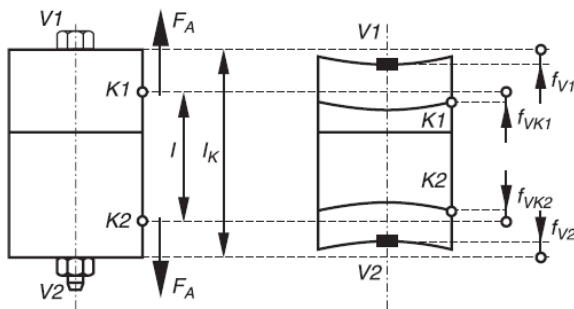
Figura 14 - Processo de isolamento de fixadores em juntas multiaparafusadas proposto pela VDI 2230 parte 1



Fonte: (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003)

A obtenção do plano de carregamento também demonstra ser uma das limitações do referido roteiro de cálculo. O plano de carregamento não pode ser definido como a razão entre o deslocamento da cabeça do parafuso e o deslocamento das placas frente a uma carga externa unitária, como demonstrado na Figura 15 e na equação 28.

Figura 15 - Definição do plano de carregamento de uma junta



Fonte: (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003)

$$n = \frac{f_{VK1} + f_{VK2}}{f_{V1} + f_{V2}} \quad (28)$$

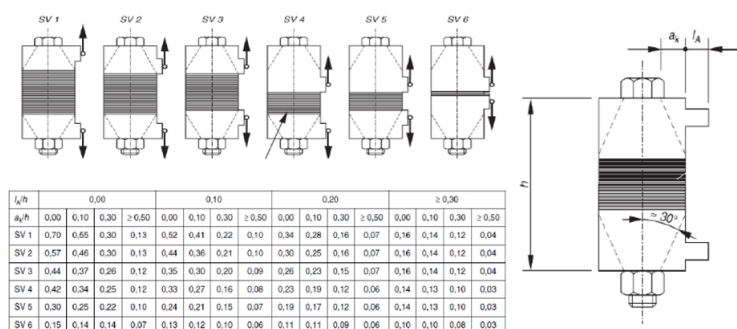
Para Bickford (1995), o plano de carregamento pode ser compreendido como o plano no qual a parcela de carga externa atuante em uma junta uniaparafusada está concentrada, sendo calculada através da razão entre o trecho da junta o qual está sendo tracionado pela carga externa, pelo comprimento pré-tensionado l_k . Apesar de sua forma simplificada, a abordagem

proposta por Bickford (1995) limita-se apenas às juntas cujo sólido de deformação é composto unicamente por um cilindro, caso contrário os desvios gerados seriam consideráveis.

O roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) propõe uma abordagem baseada em medidas experimentais e simulações de elementos finitos, classificando as juntas em seis tipos diferentes, além de eleger dimensões características que influenciam a localização do plano de carregamento. A Figura 16 ilustra tais dimensões, além dos tipos de juntas e dos valores de n .

A primeira restrição existente em relação a esse método e sua aplicabilidade em bielas anguladas seria a separação do parafuso criticamente solicitado, como esclarecido previamente. Além disso, o roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) recomenda a utilização de outra abordagem nos casos de aparafusamento excêntrico, condição de projeto de inúmeras juntas aparafusadas de bielas.

Figura 16 - Tipos de juntas, dimensões e tabela de plano de carregamento segundo VDI 2230 parte 1



Fonte: (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003)

Nesses casos, o centro geométrico da interface de separação das placas se encontra afastado do eixo do parafuso, fazendo com que a carga de montagem do fixador gere um momento fletor que acaba por influenciar a localização do plano de carregamento. O roteiro recomenda que o valor obtido através da metodologia descrita anteriormente seja utilizado como valor base, e que correções sejam aplicadas a ele de acordo com as dimensões da interface de junção (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003).

3.2. MÉTODO DOS PLANOS CRÍTICOS PARA ANÁLISE DE FADIGA

Segundo Norton (2013), a maioria das falhas em máquinas são decorrentes de esforços dinâmicos capazes de solicitar os componentes do arranjo à níveis de tensão que, embora inferiores a seus respectivos limites de resistência, atuam por longo período de tempo. Tais

esforços promovem o escoamento do material em regiões de concentração de tensão, os quais podem variar de simples defeitos microestruturais, existentes na grande maioria dos materiais de engenharia, até entalhes com geometrias complexas. O escoamento e consequente deformação plástica promove a criação de bandas de deslizamento ao longo dos contornos de grão, que aumentam em número ao longo dos ciclos de carga, agrupando-se em trincas microscópicas que se propagam de forma lenta, culminando na fratura repentina do componente.

Por sofrer influência de defeitos microestruturais, a fadiga de um determinado componente pode ser entendida como um fenômeno estatístico e de difícil detecção durante a vida útil da peça devido às suas condições de operação. Além disso, a realização de ensaios de fadiga em arranjos mecânicos complexos é, na maioria das vezes, inviável do ponto de vista econômico, devido à complexidade do arranjo experimental necessário e pelo longo período de tempo demandado em cada ensaio.

Por esses motivos, métodos numéricos e analíticos foram desenvolvidos de maneira a prever tais fenômenos, evitando a nucleação de microtrincas. Tais métodos utilizam dados experimentais de fadiga obtidos por meio de ensaios padronizados com carregamentos uniaxiais, os quais são comparados com o perfil de tensão equivalente ao qual o componente de interesse está submetido. (NORTON, 2013)

De acordo com Lee, Barkey e Kang (2011), uma das abordagens mais utilizadas para a detecção de tal fenômeno é denominada método dos planos críticos. Esta metodologia é indicada para a avaliação de estados multiaxiais de tensão, principalmente quando não existe proporcionalidade entre os tensores de tensão alternada e média. Esta condição acaba por rotacionar os planos principais de tensão em locais propícios para a nucleação de trincas, modificando assim sua direção de propagação.

Segundo os autores, o método é baseado em um algoritmo de busca e um parâmetro de dano. O algoritmo de busca é responsável pela obtenção do tensor de tensão nos diferentes planos de orientação cujos pontos de interesse estão contidos, demandando grande esforço computacional em modelos complexos com grande número de graus de liberdade. Nesse contexto, vários métodos de avaliação foram desenvolvidos como o de Weber et al., (1999), Lemaitre e Chaboche (1994) e Papadopoulos (1998).

Já o parâmetro de dano utiliza os tensores de tensão obtidos para avaliar a nucleação de trinca nas localidades. Segundo Lee, Barkey e Kang (2011), esta variável é uma função das tensões normais e cisalhantes ao plano avaliado, sendo a predominância de cada uma dessas parcelas regidas pelo mecanismo de fadiga existente. No caso de materiais dúcteis, a iniciação

e propagação das trincas de fadiga ocorre predominantemente em planos de máxima tensão cisalhante, tendo maior influência no cálculo do parâmetro de dano. Já para materiais frágeis, a propagação da trinca ocorre ao longo dos planos de máxima tensão trativa, sendo as componentes normais preponderantes nesse caso. De acordo com os autores, existe uma infinidade de modelos de dano que podem ser utilizados, contudo as abordagens de Findley (1959) e de Gaier e Dannbauer (2008) são as mais indicadas para condições multiaxiais com amplitude variável.

Uma estratégia também muito utilizada consiste na avaliação da energia de deformação de cisalhamento em cada plano, método esse empregado no software FEMFAT (MAGNA POWERTRAIN, 2010). Esta abordagem baseia-se em um algoritmo de busca que avalia as tensões normais e cisalhantes em pontos analisados, criando uma série de planos discretos ao longo de uma semi-esfera centrada no nó de interesse. Os tensores de tensão de cada plano são extraídos e as componentes alternada (σ_a, τ_a) e média (σ_m, τ_m) são calculadas a partir das componentes tangenciais cisalhantes e normais. Tais componentes são avaliadas segundo o critério da máxima energia de deformação cisalhante, resultando em tensões alternada e média equivalentes para o plano com maior propensão a fadiga, como demonstrado nas equações 29 e 30, nas quais $\sigma_{eqv_{alt}}$ e $\sigma_{eqv_{med}}$ são as tensões equivalentes alternada e média no plano de orientação; $\sigma_{a,tsc}$ e $\tau_{a,to}$ os limites de fadiga do material sobre carga axial e torção, respectivamente; σ_y e τ_{ys} os limites de escoamento do material sobre carga axial e cisalhante, respectivamente. A natureza da tensão equivalente média $\sigma_{eqv_{med}}$ é definida pela condição da tensão normal média ao plano analisado, incluindo o sinal negativo ao valor da expressão 30, caso essa componente seja compressiva.

$$\sigma_{eqv_{alt}} = \sqrt{\sigma_a^2 + \left(\frac{\sigma_{a,tsc}}{\tau_{a,to}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} \quad (29)$$

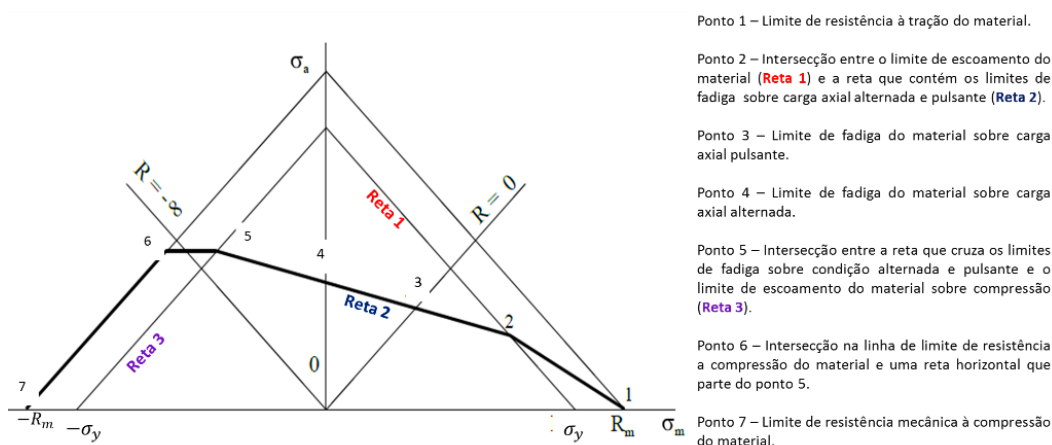
$$\sigma_{eqv_{med}} = \sqrt{\sigma_m^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\tau_{ys}}\right)^2 \cdot \tau_m^2} \quad (30)$$

Esse procedimento de análise resulta em pares de pontos $\sigma_{eqv_{alt}}$ e $\sigma_{eqv_{med}}$ para todos os nós analisados, os quais são incluídos em um diagrama de Haigh. Este diagrama delimita a região segura para a vida em fadiga do componente baseado em parâmetros de resistência do

material utilizado. A Figura 17 ilustra o diagrama de Haigh utilizado para materiais dúcteis, assim como sua construção.

A partir desse ponto o software avalia, por meio da condição de sobrecarga selecionada pelo usuário, qual seria o nó crítico do modelo estudado, reajustando o diagrama de Haigh de acordo com o perfil de tensão do local, parâmetros de manufatura, grau de acabamento superficial e variáveis ambientais.

Figura 17 - Diagrama de Haigh para materiais dúcteis



Fonte: Adaptado de Magna Powertrain (2010)

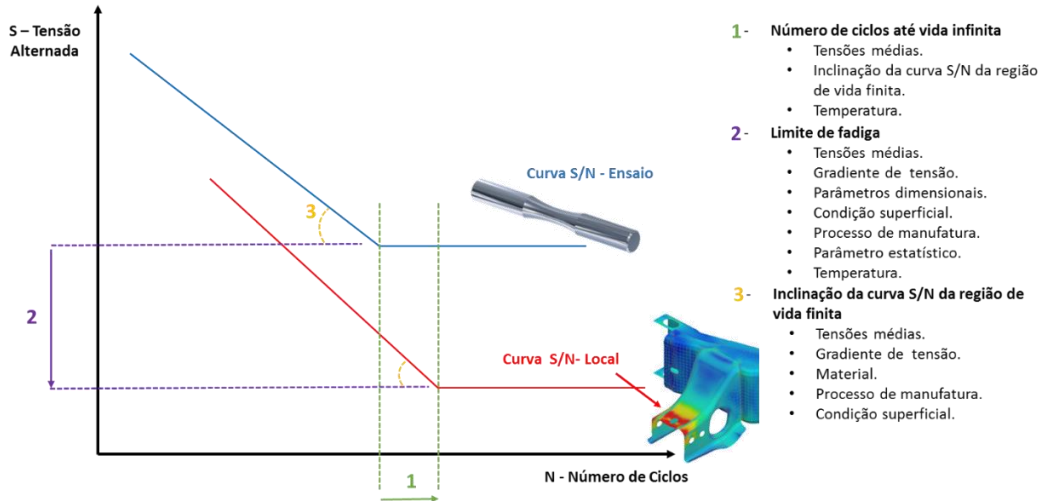
3.2.1. Fatores de influência para a vida em fadiga e o limite de fadiga local

De acordo com Magna Powertrain (2010), a curva de fadiga de materiais metálicos sofre influência de diversos fatores, sendo eles fruto do processo produtivo, do ambiente e do estado de solicitação mecânica no qual o componente se encontra. Estes fatores influenciam diretamente na curva tensão x número de ciclos (S/N) do produto final, alterando o número de ciclos até que se atinja vida infinita, a inclinação do trecho de vida finita e o limite de fadiga propriamente dito. A Figura 18 ilustra tais alterações e os fatores de influência atuantes.

Em relação às componentes de motores a combustão é sensato considerar apenas vida infinita como critério de projeto, dado o elevado número de ciclos aos quais suas peças estão submetidas. Desta maneira, esta subseção tratará apenas dos fatores que influenciam o limite de fadiga local de cada componente, mais especificamente dos tópicos tensões médias, gradiente de tensão e condição superficial, os quais foram utilizados nesse trabalho. A teoria que rege as modificações no número de ciclos até vida infinita e a inclinação do trecho de vida

finita podem ser encontradas em Magna Powertrain (2010) e Forschungskuratorium Maschinenbau (2003).

Figura 18 - Alterações na curva S/N local e seus fatores de influência



Fonte: Autoria própria.

3.2.1.1. Curva S/N local: influência de tensões médias

Segundo Magna Powertrain (2010), o fator de correção para tensões médias $f_{m,af}$ avalia a razão entre o limite de fadiga $\sigma_{a,tsc}$ do material sobre carregamento alternado e o limite de fadiga do mesmo sobre uma dada tensão média σ_m , advinda do regime de carregamentos do componente real. A equação 31 mostra tal fator.

$$f_{m,af} = \frac{\sigma_{a,tsc}}{\sigma_a(\sigma_m)} \quad (31)$$

Nesse caso, o limite de fadiga $\sigma_a(\sigma_m)$ pode ser obtido por ensaios de fadiga ou estimado através do diagrama de Haigh do material. Este fator contabiliza a influência de tensões médias trativas, penalizando o limite de fadiga do componente.

3.2.1.2. Curva S/N local: influência do gradiente de tensão

Seibel e colaboradores (SEIBEL e BUSSMANN, 1948; SEIBEL e MEUTH, 1949) observaram que a existência de um gradiente de tensão em regiões críticas, seja ele originado

por flexão, torção, ou induzido por concentradores de tensão, era capaz de alterar o limite de fadiga de um componente. Através desses achados os pesquisadores formularam a hipótese universal do efeito microsuporte, combinando a influência de fatores de concentração de tensão, a origem das tensões aplicadas (normal, flexão e/ou torção), o tamanho do componente, e a influência dos entalhes da peça, estimando assim um valor corrigido para o limite de fadiga local.

De acordo com Magna Powertrain (2010), o efeito microsuporte pode ser calculado com auxílio das equações 32, 33 e 34.

$$X = \frac{d\sigma_{eqv}}{dx} \quad (32)$$

$$X' = \frac{X_{max}}{\sigma_{eqv|X_{max}}} \quad (33)$$

$$f_{GR,af} = 1 + \frac{\frac{\sigma_{a,b}}{\sigma_{a,tsc}} - 1}{\left(\frac{2}{d_{ef}}\right)^v} \cdot (X')^v \quad (34)$$

O gradiente de tensão X é extraído a partir da equação 32, calculando a variação da tensão equivalente σ_{eqv} ao longo de uma dada coordenada x para todos os nós da zona avaliada. O gradiente de tensão máximo de cada nó X_{max} é então utilizado para o cálculo da sua variante relativa X' por meio da equação 33, a qual é usada para o cálculo do fator de influência do gradiente de tensão sobre o limite de fadiga local $f_{GR,af}$ na equação 34. Nesta formulação, leva-se em conta os limites de fadiga do material sobre carga axial $\sigma_{a,tsc}$ e flexão $\sigma_{a,b}$, além do diâmetro efetivo d_{ef} da seção transversal do componente. A variável de material v é incluída para corrigir o aumento não proporcional do efeito microsuporte em relação ao gradiente de tensão relativo, sendo seu valor igual a 0,3 para aços em geral (MAGNA POWERTRAIN, 2010).

Ainda segundo Magna Powertrain (2010), o gradiente de tensão relativo também influencia a resistência do componente sobre cargas estáticas. Para que tal fenômeno possa ser considerado, o software FEMFAT estima, primeiramente, uma razão entre o limite de resistência do material e o limite de resistência local baseando-se no alongamento máximo do material. Tal razão é utilizada para o valor resistência limite da curva que relaciona o tensão última local e o gradiente de tensão.

3.2.1.3. Curva S/N local: influência do acabamento superficial

De acordo com Magna Powertrain (2010), o grau de acabamento superficial do componente deve ser levado em conta para a correção do limite de fadiga local. Um dos métodos indicados por essa referência encontra-se descrito em Forschungskuratorium Maschinenbau (2003), o qual utiliza o parâmetro de rugosidade média R_z como critério de avaliação, comparando a rugosidade média do corpo de prova $R_{z,cpd}$ com a rugosidade média do componente avaliado $R_{z,comp}$. Além disso, o método leva em conta a constante $a_{R,\sigma}$ do material, o limite de resistência a tração σ_{UTS} e o limite mínimo de resistência a tração do grupo de materiais ao qual o material do componente pertence $\sigma_{UTS,sf,min}$. A equação 35 sintetiza o cálculo do fator de influência do acabamento superficial sobre o limite de fadiga local $f_{SR,af}$.

$$f_{SR,af} = \frac{1 - a_{R,\sigma} \cdot \log(R_{z,comp}) \cdot \log(2\sigma_{UTS}/\sigma_{UTS,sf,min})}{1 - a_{R,\sigma} \cdot \log(R_{z,cpd}) \cdot \log(2\sigma_{UTS}/\sigma_{UTS,sf,min})} \quad (35)$$

Segundo Forschungskuratorium Maschinenbau (2003), as variáveis $a_{R,\sigma}$ e $\sigma_{UTS,sf,min}$ são iguais a 0,22 e 400 MPa, respectivamente, para aços em geral.

3.2.1.4. Curva S/N local: sobreposição de fatores de correção para o cálculo do limite de fadiga

Segundo Magna Powertrain (2010), os fatores de correção descritos nas subseções acima podem ser sobrepostos, dando origem ao fator global $f_{tot,af}$ para correção do limite de fadiga local. A equação 36 mostra o cálculo do fator global de correção $f_{tot,af}$ para o limite de fadiga local, utilizando os fatores de tensão média $f_{m,af}$, gradiente de tensão $f_{GR,af}$ e rugosidade superficial $f_{SR,af}$. Já o limite de fadiga local $\sigma_{af,C}$ pode ser obtido através da equação 37, considerando o fator global de correção e o limite de fadiga do material $\sigma_{a,tsc}$.

$$f_{tot,af} = \frac{\sqrt{f_{GR,af}^2 - 1 + [1 - (1 - f_{SR,af})^2]^2}}{f_{m,af}} \quad (36)$$

$$\sigma_{af,C} = f_{tot,af} \cdot \sigma_{a,tsc} \quad (37)$$

3.2.2. Análise de fadiga em entalhes: pseudo tensão e o método de Neuber

Segundo Lee, Barkey e Kang (2011), o conceito de pseudo tensão está relacionado com a definição do estado de tensão e deformação em entalhes através de análises de elementos finitos que desconsideram modelos de encruamento.

Existe uma infinidade de métodos para correção de tensão (MOLSKY e GLINKA, 1981; MORROW, 1965; SEEGER e HEULER, 1980) contudo, o método de Neuber (NEUBER, 1961) figura como um dos mais utilizados.

Neuber avaliou a influência de entalhes longitudinais no perfil de tensão e deformação obtidos em eixos submetidos à cargas torcionais de magnitude variada, induzindo plastificação localizada.

O autor constatou que as tensões e deformações na região do entalhe não eram mais regidas pelo fator de concentração teórico K_t após o escoamento, mas sim por fatores de concentração individuais K_ε e K_σ que relacionavam os valores de tensão e deformação do entalhe ($\sigma_{e.real}$ e $\varepsilon_{e.real}$) aos valores correspondentes no núcleo do eixo (σ_{nom} e ε_{nom}). Neuber conclui que tais fatores variavam à medida que os carregamentos aumentavam, contudo a raiz quadrada do produto desses termos se mantinha constante e igual ao fator de concentração K_t do entalhe, como descrito na equação 38.

$$K_t = \sqrt{K_\varepsilon \cdot K_\sigma} \quad (38)$$

Combinando a expressão 38 com as formulações 39 e 40 dos fatores de concentração K_σ e K_ε , obtém-se uma variante da expressão de Neuber considerando apenas o fator K_t .

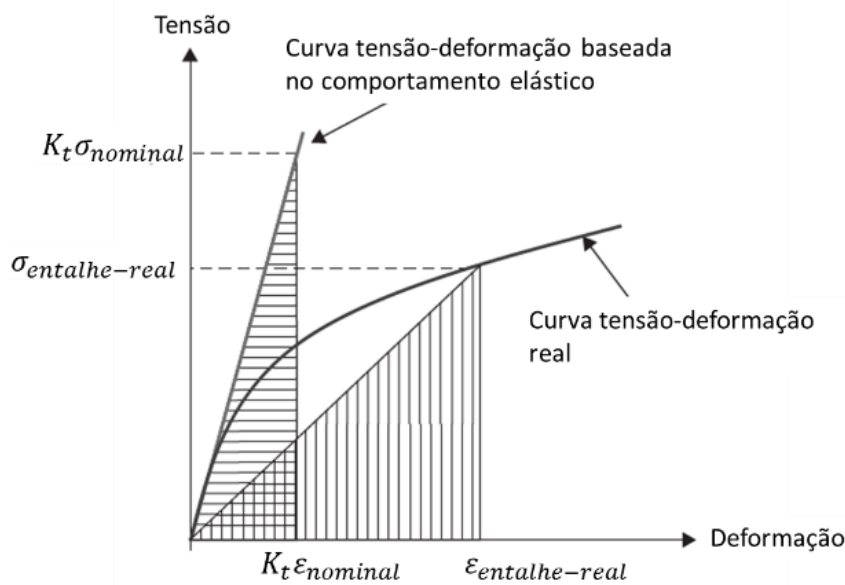
$$K_\sigma = \frac{\sigma_{e.real}}{\sigma_{nom}} \quad (39)$$

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{e.real}}{\varepsilon_{nom}} \quad (40)$$

$$\sigma_{e.real} \cdot \varepsilon_{e.real} = K_t^2 \cdot \sigma_{nom} \cdot \varepsilon_{nom} \quad (41)$$

Graficamente, a hipótese de Neuber pode ser representada pela Figura 19.

Figura 19 - Representação gráfica da hipótese de Neuber



Fonte: adaptado de Lee, Barkey e Kang (2011)

Avaliando a equação 41 e partindo do princípio de que as tensões e deformações nominais do modelo são conhecidas, é possível constatar que existem duas incógnitas, $\sigma_{e.real}$ e $\epsilon_{e.real}$, o que requer a utilização uma equação adicional. Neste contexto, faz-se uso do modelo de material de Ramberg–Osgood (RAMBER e OSGOOD, 1943), apresentado na equação 42.

$$\epsilon_{total} = \epsilon_{elástico} + \epsilon_{plástico} = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{1/n'} \quad (42)$$

A equação de Ramberg–Osgood descreve a deformação de um material após o escoamento como a soma de duas parcelas: elástica, caracterizada pelo módulo de elasticidade (E) do material; e plástica, que leva em conta o coeficiente cíclico de resistência K' e o expoente cíclico de encruamento n' . Estas últimas variáveis são inerentes ao material e podem ser determinadas através de ensaios de deformação controlada (HALES et al., 2002) ou estimadas pela lei dos materiais uniformes (BAUMEL e SEEGET, 1990).

De acordo com princípio de Masing (1926), o modelo de Ramberg–Osgood pode ser reescrito em termos das amplitudes de deformação e tensão a qual determinado material está submetido, originando a equação 43.

$$\frac{\Delta\epsilon_{total}}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{1/n'} \quad (43)$$

Combinando esta equação com a variante cíclica do modelo de Neuber (expressão 44) obtém-se a equação 45, capaz de avaliar a variação de tensão em um entalhe após escoamento ($\Delta\sigma_{e.real}$) por meio de propriedades cíclicas do material considerado e da variação de tensão dessa região baseada unicamente no comportamento elástico do material.

$$\Delta\sigma_{e.real} \cdot \Delta\varepsilon_{e.real} = K_t^2 \cdot \Delta\sigma_{nom} \cdot \Delta\varepsilon_{nom} \quad (44)$$

$$\frac{\Delta\sigma_{e.real}^2}{E} + 2\Delta\sigma_{e.real} \left(\frac{\Delta\sigma_{e.real}}{2K'} \right)^{1/n'} = \frac{K_t \Delta\sigma_{nom}}{E} = \frac{(\Delta\sigma_{e.elast})^2}{E} \quad (45)$$

O Software FEMFAT faz uso da equação 45 para a correção das tensões médias e alternadas de um modelo de elementos finitos com plastificação localizada. De acordo com Magna Powertrain (2010), tal correção pode ser feita por meio do módulo PLAST, utilizando propriedades cíclicas do material fornecidas pelo usuário ou estimada pela lei dos materiais uniformes. Essa referência também salienta que a abordagem possui aplicabilidade limitada em problemas nos quais ocorre plasticidade generalizada, sendo necessária uma avaliação cautelosa dos perfis de tensão e deformação obtidos no modelo linear, além da validação dessa abordagem por meio de um modelo com plasticidade.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Primeiramente foi realizada uma revisão bibliográfica sobre o tema juntas aparafusadas, com foco em juntas aparafusadas de biela, evidenciando as limitações dos métodos de análise empregados atualmente. Na sequência, procedeu-se ao estudo da metodologia de dimensionamento contida no roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), avaliando as hipóteses consideradas pelo modelo físico e definindo uma metodologia numérico-analítica capaz de prever de forma rápida e precisa o comportamento de juntas aparafusadas em bielas anguladas.

Escolheu-se, então, uma biela angulada utilizada em motores diesel *mid-range* para a avaliação da abordagem híbrida. Os esforços atuantes no componente foram obtidos através da simulação do mecanismo biela manivela do referido motor, utilizando a ferramenta desenvolvida por Silva (2013) baseada no *software* SimMechanics.

Por fim, seguiu-se com a criação de dois modelos de elementos finitos para a validação da metodologia numérico-analítica, considerando como parâmetros de análise a ocorrência de abertura unilateral da junta, os esforços adicionais no fixador, a pressão sobre o assentamento da cabeça, e as tensões equivalentes geradas no componente roscado.

4.1. DADOS RELEVANTES SOBRE OS COMPONENTES UTILIZADOS

Para a validação da abordagem desenvolvida, escolheu-se uma biela angulada utilizada em motores diesel *mid-range*. Os parâmetros geométricos e as propriedades mecânicas de todos os componentes utilizados foram devidamente alterados, de forma a manter o sigilo do projeto. A Figura 20 ilustra a biela selecionada, assim como os componentes adjacentes a ela. A Tabela 2 contém o material e as propriedades mecânicas desses componentes.

As forças tensoras de montagem e residual foram obtidas experimentalmente, através de medições indiretas do alongamento dos fixadores utilizando ultrassom (HARTMANN, 2007) e seus valores médios foram 47,4 kN e 43,84 kN, respectivamente.

Quanto à condição de motor escolhida para a obtenção das forças atuantes, selecionou-se o *overspeed* contínuo, o qual representa um regime específico de operação no qual as pressões na câmara de combustão são próximas a zero e o sistema de transmissão gira em uma velocidade fixa, cerca de 25% maior do que a velocidade de potência máxima. No contexto veicular, essa

condição pode ser correlacionada com a utilização do freio motor pelo condutor durante trecho em declive, situação frequente em caminhões e ônibus.

Tabela 2 - Material e propriedades mecânicas da biela utilizada e de seus componentes adjacentes

Materiais e Propriedades Mecânicas					
Biela		Bronzinas		Parafusos	
Material	DIN C70	Material Base	Aço 1020	Especificação	MJ11 x 1,25
Limite de Escoamento Mínimo	550 MPa	Limite de Escoamento Mínimo	250 MPa	Classe	12.9
Limite de Resistência Mecânica Mínimo	900 MPa	Limite de Resistência Mecânica Mínimo	460 MPa	Rosca	Rolada após Tratamento Térmico
Módulo de Elasticidade	200 GPa	Módulo de Elasticidade	200 GPa	Camada superficial	Zn, Mn, Ca e Fostato
Coeficiente de Poisson	0,3	Coeficiente de Poisson	0,3	Diâmetro Médio Nominal	10,89 mm
		Material de Antifricção	Liga de Alumínio	Diâmetro Médio Primitivo	10,15 mm
		Limite de Escoamento Mínimo	280 MPa	Diâmetro de Raiz Médio	9,48 mm
		Limite de Resistência Mecânica Mínimo	310 MPa	Atritos Admissíveis para Rosca e Cabeça	0,12 - 0,15
		Módulo de Elasticidade	71 GPa	Limite de Escoamento Mínimo	1100 MPa
		Coeficiente de Poisson	0,33	Limite de Resistência Mecânica Mínimo	1220 MPa
				Módulo de Elasticidade	200 GPa
				Coeficiente de Poisson	0,3

Fonte: Autoria própria

A Tabela 3 compreende as informações relativas à condição de *overspeed* contínuo utilizada para a simulação do mecanismo biela manivela do motor selecionado, além das especificações do mecanismo propriamente dito.

Figura 20 - Biela angulada utilizada para a validação da metodologia híbrida



Fonte: Autoria própria

Tabela 3 - Informações relativas ao mecanismo biela manivela simulado

Parâmetros do mecanismo	
Massa da manivela	8,54 kg
Massa do conjunto pistão, anéis e pino	2,02 kg
Comprimento da manivela	61,83 mm
Comprimento da biela	192 mm
Distância entre centro do olhal maior e o centro de gravidade da biela	65,60 mm
Momento de Inércia da Biela em relação a I_{zz}	$1,84 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$
Velocidade de overspeed contínuo	3150 rpm
Pressão na câmara de combustão	0 bar

Fonte: Autoria própria

4.2. METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO UTILIZADA PARA O MECANISMO BIELA MANIVELA: *SOFTWARE* SIMMECHANICS

As simulações do mecanismo biela manivela foram realizadas através do modelo desenvolvido por Silva (2013) baseado na ferramenta SimMechanics. Essa ferramenta é um dos módulos do pacote Simulink, uma interface de simulação incluída no *software* Matlab. O SimMechanics traz consigo sistemas pré-programados e agrupados em blocos, tornando fácil e intuitiva a construção de arranjos mecânicos complexos.

Pequenas alterações foram implementadas no modelo de Silva (2013), de modo a eliminar a necessidade da curva de pressão do motor, visto que na condição de avaliação da junta, denominada *overspeed* contínuo, a pressão dentro da câmara pode ser considerada desprezível.

A Figura 21 apresenta o subsistema principal do mecanismo biela manivela utilizado. Esse subsistema é constituído por corpos, juntas, e atalhos que transmitem os sinais a outras interfaces, além de ser totalmente paramétrico, conferindo versatilidade à ferramenta.

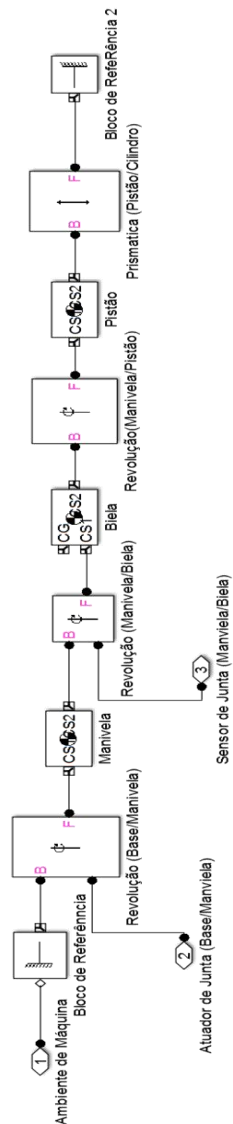
A orientação inicial do sistema é adotada de tal maneira que todos os corpos estejam alinhados com o eixo X do sistema de coordenadas global. Em vista do tipo de mecanismo simulado, é necessária a utilização de dois blocos de referência: o primeiro, como origem do sistema de coordenadas global; e o segundo, localizado na cabeça do pistão, formando uma configuração em *loop*. Três juntas de revolução e uma junta prismática são utilizadas para a construção do mecanismo, como pode ser constatado através da Figura 21.

Na abordagem de Silva (2013), sensores e atuadores são agrupados em subconjuntos interligados ao mecanismo. O subsistema responsável pela variação da velocidade angular da manivela encontra-se na Figura 22. Nesse subsistema, a velocidade da manivela é parametrizada através da variável Omega, e mantida constante por meio de sinais de deslocamento e aceleração, sendo o primeiro obtido através da integração da velocidade angular, e o segundo por meio de uma constante nula.

O subsistema responsável pela aquisição de forças na junta manivela/biela encontra-se na Figura 23. Esse sensor aquisita as forças de reação no olhal maior da biela durante a simulação, exportando-as diretamente para o ambiente de trabalho do MATLAB, onde são armazenadas para pós-processamento. O monitoramento de tais forças pode ser feito em tempo real, através do osciloscópio incorporado no referido subsistema

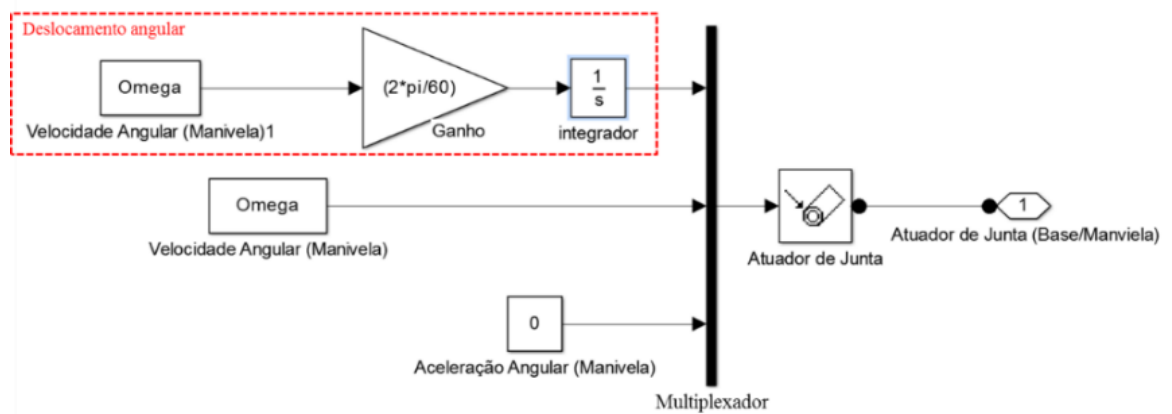
A ferramenta desenvolvida por Silva (2013) inclui, além dos subsistemas do mecanismo, uma interface de usuário, de forma que parâmetros como massa, matriz de inércia, dimensões de cada corpo e velocidade angular de manivela possam ser alterados de acordo com as especificações do modelo biela manivela analisado. A Figura 24 ilustra a interface de usuário criada, assim como as abas de edição das variáveis de simulação.

Figura 21 - Subsistema principal do mecanismo biela manivela utilizado



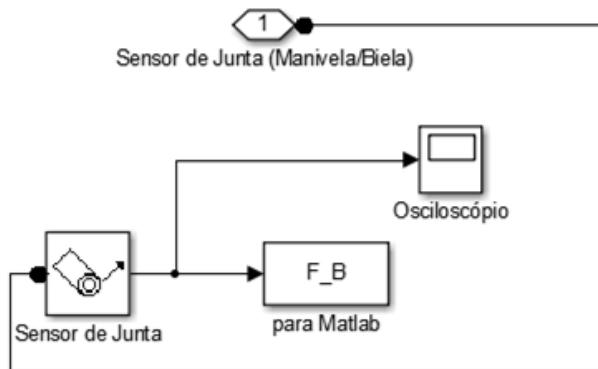
Fonte: Adaptado de Silva (2013)

Figura 22 - Subsistema de controle de velocidade da manivela



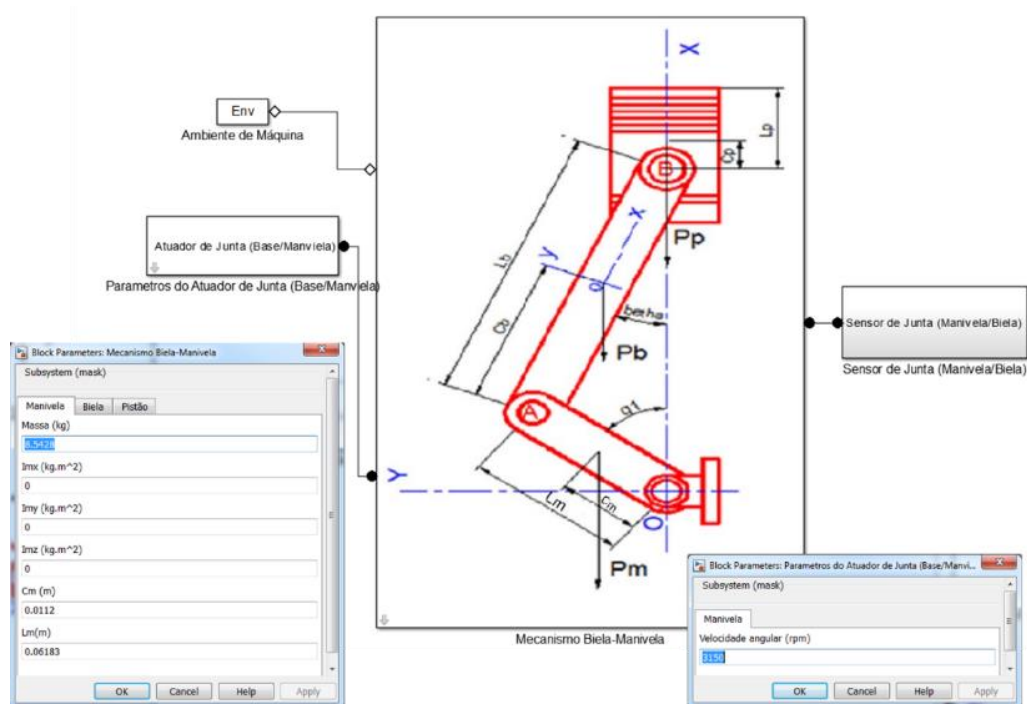
Fonte: Adaptado de Silva (2013)

Figura 23 - Subsistema que contém o sensor da junta manivela/biela



Fonte: Adaptado de Silva (2013)

Figura 24 - Interface de usuário e abas de edição da ferramenta utilizada para a simulação do mecanismo biela manivela



Fonte: Adaptado de Silva (2013)

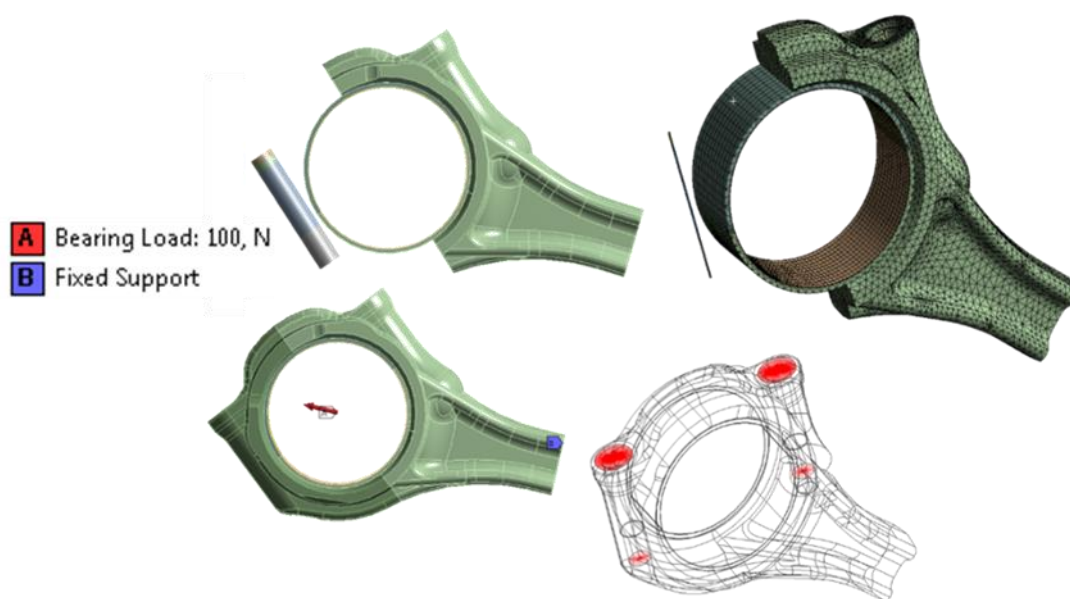
4.3. ABORDAGEM HÍBRIDA PARA ANÁLISE DE JUNTAS APARAFUSADAS EM BIELAS ANGULADAS.

4.3.1. Modelo híbrido para a análise de juntas aparafusadas em bielas anguladas

Segundo o roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), juntas aparafusadas de tração devem ser dimensionadas através de uma série de critérios de resistência, como a ocorrência de abertura unilateral, os valores de pressão sobre o assentamento da cabeça do fixador durante montagem e carregamento externo, a ocorrência de cisalhamento nos filetes, as tensões geradas no fixador durante montagem e carregamento externo, e a ocorrência de fadiga. Como demonstrado na seção 3.3.1, a metodologia utilizada pelo roteiro de dimensionamento não leva em conta aspectos importantes, como na determinação dos carregamentos adicionais absorvidos pelos elementos da junta.

Logo, o modelo numérico-analítico abordado nesse trabalho têm por meta superar as limitações do referido método de dimensionamento, combinando resultados de forças e momentos fletores extraídos através de um modelo de elementos finitos simplificado, criado através do software ANSYS, com os critérios de resistência considerados pelo manual VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003). A Figura 25 ilustra o modelo de elementos finitos utilizado.

Figura 25 - Modelo híbrido para a análise de juntas aparafusadas em bielas anguladas



Fonte: Autoria própria

Como pode ser observado na Figura 25, os parafusos foram substituídos por vigas com flexibilidade equivalente, sendo discretizadas através de elementos BEAM188 (ANSYS INC., 2015). O cálculo da flexibilidade equivalente do fixador foi realizado através da metodologia proposta pelo roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), sendo a flexibilidade total do fixador δ_s a soma das flexibilidades individuais da cabeça δ_{SK} , do trecho não engajado da rosca δ_{Gew} , das regiões cilíndricas adicionais (δ_1 , δ_2 , etc), e do trecho engajado da rosca δ_{GM} . O trecho engajado da rosca, por sua vez, é dividido em duas parcelas: a flexibilidade da rosca engajada do parafuso δ_G ; e a flexibilidade da rosca engajada da contra-peça ou porca δ_M . A flexibilidade de cada um desses trechos pode ser obtida através da equação 46, sendo E o módulo de elasticidade da matéria, l o comprimento do trecho e A a área da seção transversal do mesmo.

$$\delta = \frac{l}{EA} \quad (46)$$

O valor de flexibilidade total obtido através do referido modelo foi então utilizado para o cálculo do diâmetro de um parafuso hipotético, com comprimento e flexibilidade equivalentes a do fixador original. As especificações desse fixador foram utilizadas para a discretização dos elementos viga utilizados no modelo híbrido. A Tabela 4 contém os resultados das resiliências individuais e o diâmetro do parafuso hipotético.

Tabela 4 - Flexibilidades e especificações do parafuso equivalente

Flexibilidade	
Flexibilidade da cabeça (δ_{SK})	2,78.10 ⁻⁷ mm/N
Flexibilidade da rosca engajada do fixador (δ_G)	3,67.10 ⁻⁷ mm/N
Flexibilidade da rosca engajada da contra-peça (δ_G)	2,28.10 ⁻⁷ mm/N
Flexibilidade total do trecho engajada (δ_{GM})	5,95.10 ⁻⁷ mm/N
Flexibilidade da rosca não engajada do fixador (δ_{Gew})	2,23.10 ⁻⁶ mm/N
Flexibilidade do trecho cilíndrico 1 (δ_1)	2,35.10 ⁻⁷ mm/N
Flexibilidade do trecho cilíndrico 2 (δ_2)	8,90.10 ⁻⁸ mm/N
Flexibilidade total do fixador (δ_s)	3,42.10 ⁻⁶ mm/N
Comprimento dos parafusos tipo viga	55 mm
Diâmetro dos parafusos tipo viga	10,14 mm

Fonte: Autoria própria

Um elevado nível de discretização foi levado em conta durante a geração da malha dos parafusos, criando elementos com tamanho máximo de 0,1 mm. A biela e as bronzinas foram discretizadas com elementos de tamanho médio igual a 3 mm.

Os parafusos foram conectados à capa e à haste através dos nós das extremidades. Equações de restrição relacionaram todos os graus de liberdade dos nós envolvidos nas conexões, de tal maneira que esforços e deformações pudessem ser transferidos entre parafuso e montagem.

A biela foi modelada como um sólido único, excluindo o contato entre capa e haste com o intuito de diminuir o tempo computacional envolvido na solução do modelo.

As bronzinas foram incluídas na montagem, visto que são constituídas por material de baixa rigidez, o que pode afetar os perfis de tensão e deformação obtidos.

O moente não foi considerado por ser extremamente rígido quando comparado à capa, sendo substituído pela aplicação direta de carregamento no olhal maior realizado através da ferramenta *bearing load*. Segundo o desenvolvedor do *software*, essa ferramenta utiliza a teoria do contato de Hertz (HERTZ, 1881) para distribuir uma determinada força de contato, fornecida pelo usuário, sobre superfícies perfeitamente cilíndricas (ANSYS INC., 2015).

Apenas as forças externas foram aplicadas ao modelo, visto que, segundo o roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), a força tensora de montagem não influencia no histórico de tensões e deformações obtidos após carregamento externo, podendo ter seu efeito somado ao modelo posteriormente.

Um único passo de simulação foi utilizado para a solução do modelo, dada sua simplicidade. Feito isso, procedeu-se ao pós-processamento da análise, extraindo como variáveis de resposta as forças adicionais nos parafusos e nas interfaces da junta, assim como os momentos fletores, de maneira que pudessem ser utilizados para a análise da junta aparafusada. Os parâmetros de projeto contidos no roteiro de cálculo VDI 2230 foram avaliados considerando tais variáveis, as quais foram incluídas em uma planilha dinâmica construída por meio do software Microsoft Excel e que era capaz de calcular os coeficientes de segurança do fixador em relação à fadiga e à carga estática, a pressão limite sobre o assentamento da cabeça e a força tensora residual mínima para prevenção de abertura.

4.3.2. Avaliação de parâmetros de projeto segundo a abordagem híbrida e o roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1

A força adicional no parafuso F_{SA} e a força adicional na junta F_{PA} , as quais são forças necessárias para os cálculos do modelo híbrido, foram extraídas com o auxílio do modelo de elementos finitos, através de comandos para a avaliação de reações nos parafusos e em planos que seccionavam cada uma das interfaces.

A variável geométrica foi obtida através das forças e momentos atuantes na interface, representados no diagrama de corpo livre da Figura 7, além do momento fletor resultante M^* em torno do centro geométrico das interfaces avaliado por meio de planos gerados nas interfaces. Já as demais grandezas geométricas ($ssym$, u , A_D e I_{BT}), foram extraídas de modelos geométricos utilizando ferramentas CAD.

Quanto ao fator de carga da junta ϕ_{en}^* , este foi extraído por meio das razões entre as cargas F_A e F_{SA} da cada uma das faces de fratura.

As variáveis acima descritas foram utilizadas para o cálculo da força mínima residual de montagem para a prevenção de abertura F_V , sendo incluídas na expressão 1.

As tensões equivalentes nos fixadores foram calculadas analiticamente através da expressão 3, sendo os esforços axiais F_S compostos pelas parcelas de carga adicional F_{SA} , extraídas do modelo híbrido de elementos finitos, e de força residual de montagem F_V .

A tensão alternada em cada parafuso foi calculada por meio da equação 47, sendo M_s o momento fletor máximo atuante no parafuso o qual, segundo Verein Deutscher Ingenieure (2014), deve ser levado em conta para os cálculos de fadiga, independentemente da região em que se encontra.

$$\sigma_{a_{fixador}} = 0,5 \cdot \left(\frac{F_{Smax}}{A_S} + \frac{M_s}{W_S} \right) \quad (47)$$

Os valores de força adicional F_S e do momento fletor M_s foram obtidos através da solução do modelo de elementos finitos. O limite de fadiga do fixador foi estimado por meio do gráfico contido na Figura 10 e da expressão 14, levando em conta a influência da pré-carga na vida em fadiga do componente. Posteriormente, comparou-se tal limite com a tensão alternada atuante no fixador, determinando assim o coeficiente de segurança do componente em relação à fadiga $C.S_{Fadiga}$.

As pressões P_B e P_M sobre o assentamento foram calculadas analiticamente por meio das expressões 15 e 16, sendo as cargas adicionais F_{SA} de cada fixador também extraídas do modelo híbrido.

O comprimento mínimo engajado foi calculado de forma analítica através das expressões 18, 20, 21 e 24, sendo que os valores encontrados foram validados através de um modelo de elementos finitos específico.

4.3.3. Modelos de validação para a análise de juntas aparafusadas: modelo com parafuso cilíndrico e modelo para análise de cisalhamento de filetes

O modelo com parafuso cilíndrico foi gerado com o objetivo de validar os resultados relativos ao estado de tensão do parafuso na região engajada, assim como os valores de tensão compressiva sob o assentamento e a força tensora residual mínima para a prevenção de abertura unilateral. Tal modelo encontra-se ilustrado na Figura 26.

Na Figura 26 é possível observar que o referido modelo considera parafusos, bronzinas e moente, aproximando-se da condição real encontrada em motores à combustão. Utilizou-se o plano de simetria longitudinal da montagem com a intenção de reduzir o número de elementos na discretização, diminuindo assim, o tempo computacional envolvido nas simulações. Os nós do olhal menor da biela foram totalmente restritos, evitando a não convergência do modelo devido a ocorrência de deslocamento de corpo rígido.

Os filetes de rosca dos fixadores foram suprimidos, sendo representadas por cilindros de diâmetro igual ao diâmetro primitivo médio da rosca, uma exigência do método de correção geométrica utilizado para a simulação do contato roscado. Inicialmente questionou-se a influência dessa alteração na resiliência total do fixador, porém cálculos demonstraram que o erro relativo entre a abordagem proposta e a resiliência do componente real estaria em torno de 4,3 %.

Figura 26 - Modelo de validação com parafuso cilíndrico



Fonte: Autoria própria

Os parafusos e o moente foram discretizados com elementos hexaédricos de alta ordem (20 nós), enquanto que para os outros componentes utilizou-se elementos tetraédricos também de ordem superior (10 nós). Técnicas de refinamento foram utilizadas no parafuso, mais especificamente na região da rosca, gerando elementos com arestas de 0,15 mm no local. A Figura 27 ilustra a malha utilizada para a discretização dos fixadores.

Algoritmos de penalidade foram utilizados para a solução dos contatos no modelo. A Tabela 5 mostra os tipos de contato utilizados.

Tabela 5 - Tipos de contato utilizados no modelo de validação com parafusos cilíndricos

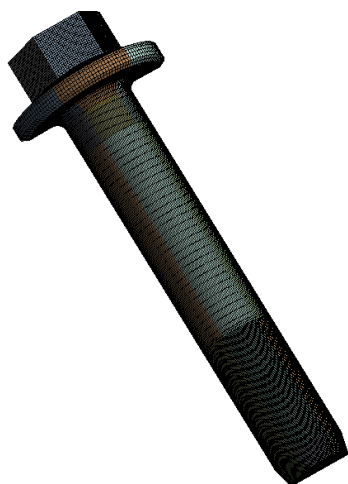
Interfaces	Tipo de Contato
Capa/haste	Rugoso
Moente/bronzinas	Com atrito e definindo folga radial
Bronzinas/mancal	Com atrito
Cabeça do parafuso/região de assentamento	Com atrito
Região roscada	Com atrito

Fonte: Autoria própria

Para o contato roscado, utilizou-se o método de correção geométrica, o qual segundo o desenvolvedor do *software*, é capaz de simular o efeito de concentração de tensão gerado pelos filetes de rosca, sem que estes sejam modelados. Poucas informações estão disponíveis nos manuais e guias de usuário sobre o modelo físico empregado para a implementação do método de correção geométrica. Trabalhos publicados que fazem uso de tal ferramenta abordam o assunto através de uma ótica prática, deixando de analisá-lo com o rigor teórico necessário.

Contudo, resultados satisfatórios foram reportados considerando o perfil de tensão em fixadores de bitola e passo elevados (CASTRO, 2015).

Figura 27 - Malha gerada para a discretização dos parafusos



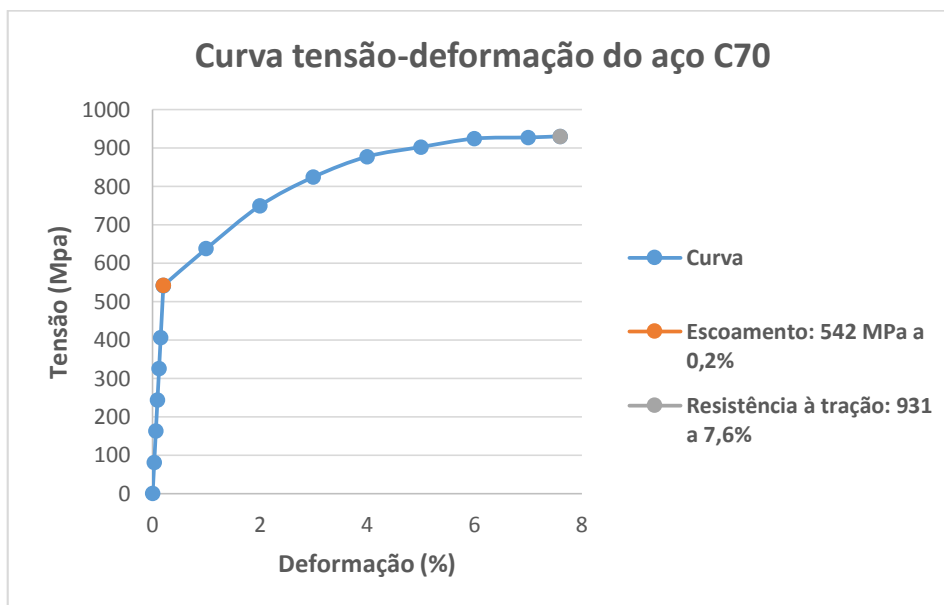
Fonte: Autoria própria

As variáveis de entrada do modelo de correção geométrica para contato roscado são o ângulo do perfil de rosca, o diâmetro primitivo médio do parafuso e o passo da rosca. O principal requisito para o uso de tal ferramenta é o alto nível de discretização da malha do contator (parafuso), tendo elementos superficiais com dimensões iguais ou menores que $\frac{1}{4}$ do passo da rosca (ANSYS INC., 2015).

Adotou-se o atrito mínimo admissível de rosca e cabeça (0,12) para os modelos de contato dessas regiões, visto que, segundo o roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), essa seria a condição crítica para o fixador. Todos os demais contatos foram modelados com atrito estático de 0,2.

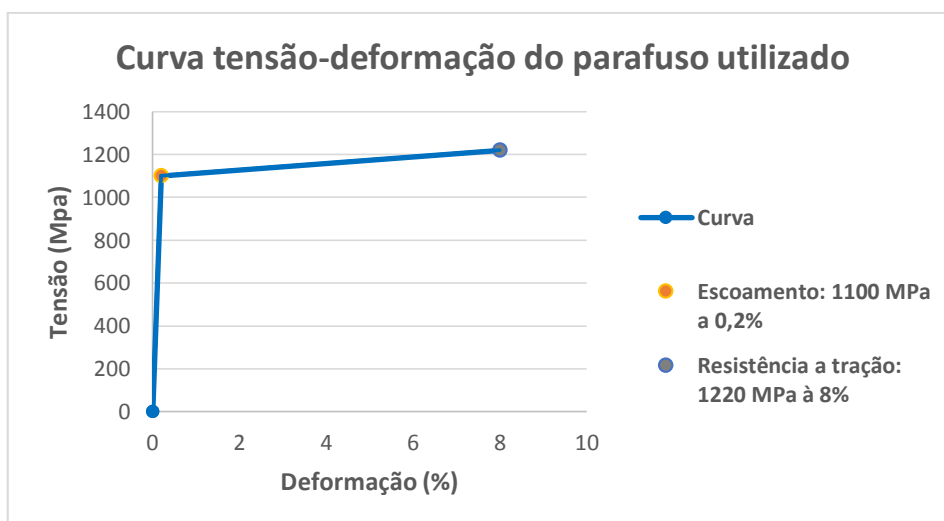
Comportamento elástico e isotrópico foi admitido para todos os materiais que compunham as partes da montagem. Contudo, encruamento cinemático regido por curvas tensão-deformação foi adotado em uma variação do modelo de validação, sendo atribuído apenas aos elementos localizados nas regiões do assentamento do parafuso e do contato roscado. Essas curvas encontram-se ilustradas nas Figuras 28 e 29.

Figura 28 - Curva tensão-deformação do aço C70



Fone: Autoria própria

Figura 29 - Curva tensão-deformação do parafuso utilizado



Fone: Autoria própria

A curva tensão-deformação do aço C70 (Figura 28) foi baseada em dados experimentais extraídos de ensaios de tração conduzidos de acordo com International Organization for Standardization (2009). Já a curva de tração do parafuso (Figura 29) foi estimada por meio de dados contidos em German Institute for Standardization (1999) e por características do componente real, originando uma curva bilinear.

A pré-carga nos parafusos foi gerada através de elementos tipo PRETS179, definidos na metade do comprimento pré-tensionado l_k . Os valores de pré-carga utilizados para a verificação

das tensões equivalentes do parafuso na região engajada e da região de assentamento estão de acordo com o que foi apresentado na seção 4.1. No entanto, a validação dos valores de carga residual mínima para abertura unilateral, obtidos através da abordagem híbrida, foi realizada utilizando a pré-carga residual indicada por tal abordagem.

A carga externa foi transferida aos nós do moente através de equações de restrição, definidas entre os nós e um elemento RBE3 criado no centro do componente.

Por fim, o modelo foi resolvido através de múltiplos passos de simulação, os quais se encontram descritos na Tabela 6.

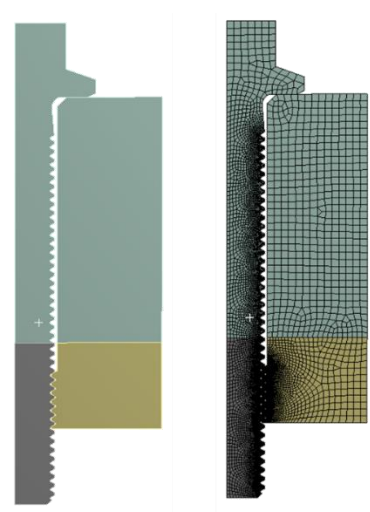
Um modelo axissimétrico foi gerado no software ANSYS para a determinação do número mínimo de filetes engajados necessários à prevenção de falha por cisalhamento durante a montagem. Adotou-se a abordagem axissimétrica visto que, segundo o roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1, o estado de tensões nos filetes de rosca pode ser considerado plano. A Figura 30 ilustra tal modelo. (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003)

Tabela 6 - Descrição dos passos de simulação utilizados no modelo com parafuso cilíndrico

Passos	Descrição
Passo 1	Aplicação de pré-carga (F_M)
Passo 2	Redução de pré-carga para a carga residual (F_V)
Passo 3	Fechamento de folga entre bronzina e moente
Passo 4	Aplicação da carga externa no moente

Fonte: Autoria própria

Figura 30 - Modelo axissimétrico para a análise de cisalhamento de filetes durante montagem



Fonte: Autoria Própria

Quanto às condições de contorno, considerou-se axissimetria em torno do eixo do parafuso, além de restrição aplicada nas arestas laterais das placas, de forma a impedir o deslocamento dos nós na direção normal à elas.

Modelos de encruamento cinemático regido por curvas tensão-deformação bi-linear foram adotados tanto para o parafuso, quanto para as placas.

Um alto nível de discretização foi utilizado na região engajada, como apresentado na Figura 30. Elementos com 0,05 mm foram utilizados nas arestas dos filetes de rosca do parafuso. Em relação à contra-peça, elementos com 0,02 mm foram gerados ao longo das arestas da região engajada. Apesar do elevado grau de discretização, a malha gerada continha 30437 elementos, o que não impactou no tempo computacional demandado para a solução do modelo.

A força de montagem foi gerada através de elementos tipo PRETS179, definidos na metade do comprimento pré-tensionado l_k .

Modelos de penalidade foram utilizados para a solução das arestas em contato, seguindo a abordagem previamente definida para o modelo de validação com parafusos cilíndricos, exceto pela não utilização da ferramenta de correção geométrica para contato roscado.

Uma estratégia de múltiplos passos de carga foi utilizada para a solução do modelo. Os primeiros instantes de simulação foram empregados para garantir a convergência do contato gerado na região dos filetes de rosca, portanto pré-cargas de menor valor foram utilizadas. Os demais instantes foram usados para a aplicação de valores crescentes de pré-carga. A Tabela 7 ilustra a estratégia de simulação escolhida.

Tabela 7 - Descrição dos passos de simulação utilizados no modelo axissimétrico

Passos	Descrição
Passos 1 a 5	Pré-cargas de 1 a 10000 N, em múltiplos de 10
Passos 6 a 25	Pré-cargas de 12500 a 60000 N, com acréscimos de 2500 N por passo

Fonte: Autoria própria

4.4. MODELO DE VALIDAÇÃO PARA ANÁLISE DE FADIGA

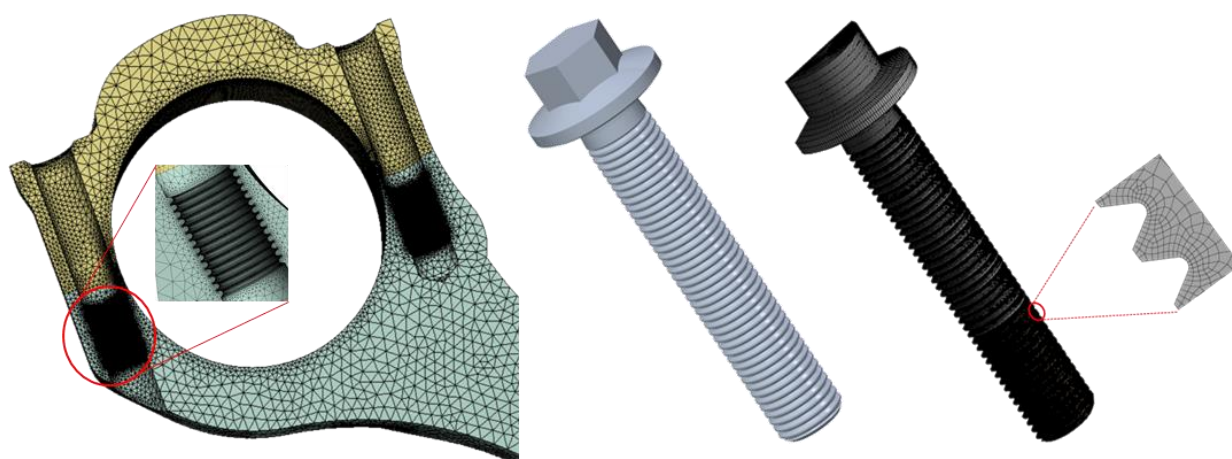
O modelo de elementos finitos utilizado para a validação da análise consiste em uma abordagem similar à apresentada na seção 4.3.3, exceto pelo maior detalhamento empregado na discretização dos fixadores dos furos cego e passante. Parafusos com rosca paralela foram

modelados de acordo com a especificação de rosca definida na Tabela 2 e as diretrizes apresentadas por The American Society of Mechanical Engineers (1997).

A definição de filetes paralelos nos parafusos foi baseada nos achados Chen e Shih (1990), os quais afirmam que o perfil helicoidal da rosca não influencia na distribuição de forças ao longo do componente, além do fato de que a consideração de um perfil paralelo facilitaria a discretização.

A Figura 31 ilustra o fixador modelado e após discretização, além do olhal maior da biela. A cabeça do parafuso foi simplificada para que uma malha composta unicamente por hexaédricos fosse gerada, totalizando 260511 elementos com altíssimo nível de refinamento nos filetes.

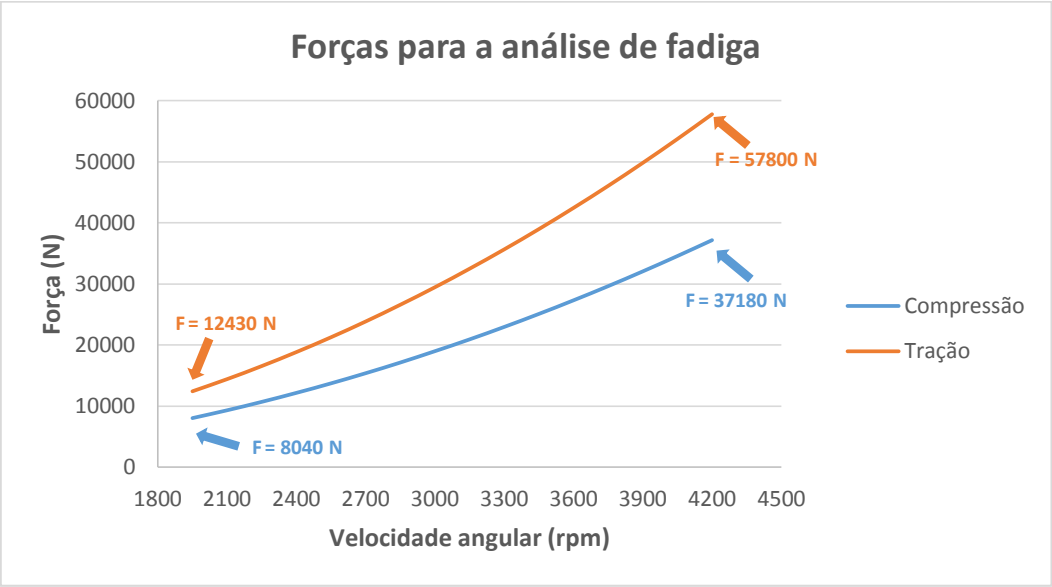
Figura 31 - Parafuso com rosca paralela modelado e discretizado



Fonte: Autoria própria

O modelo de elementos finitos foi solucionado em duas etapas, a primeira considerando apenas as cargas trativas e a segunda somente compressivas. Ambas as etapas foram solucionadas em múltiplos passos considerando as cargas de montagem do fixador, descritas na seção 4.3.3, e uma gama de forças externas correspondentes à faixa de rotação de 1950 à 4200 rpm, sem pressão na câmara de combustão, com o intuito de avaliar a influência desse espectro de carregamentos sobre a vida em fadiga dos componentes. A Figura 32 e a Tabela 8 demonstram as forças utilizadas e descrição dos passos de carregamento, respectivamente.

Figura 32 - Forças para a análise de fadiga



Fonte: Autoria própria

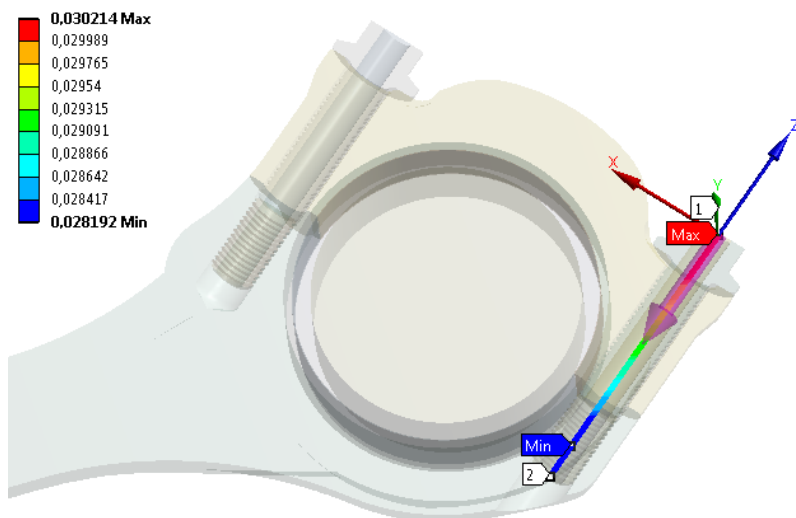
Tabela 8 - Descrição dos passos de simulação utilizados no modelo de validação de fadiga

Passos	Descrição
Passos 1 a 5	Pré-cargas dos parafusos e convergência de contatos no mancal
Passos 6 a 21	Forças externas relativas à faixa de rotação de 1950 à 4200 rpm, com acréscimos de 150 rpm a cada passo

Fonte: Autoria própria

Atenção especial foi dada para a condição de abertura das interfaces durante a solução do modelo. Os valores de folga nas interfaces foram avaliados em cada passo de carregamento da etapa de carga trativa, relacionando-os com a carga externa aplicada, a força adicional em cada fixador e o alongamento médio de cada um, sendo o último calculado através da média dos deslocamentos máximos e mínimos de cada parafuso, como ilustrado na Figura 33. Os resultados obtidos foram analisados com o intuito de avaliar a influência do fenômeno de abertura sobre a carga adicional de cada componente roscado.

Figura 33 - Deslocamento do fixador



Fonte: Autoria própria

Os tensores de tensão de cada fixador em cada passo de carregamento foram salvos e exportados para o software FEMFAT, no qual a vida em fadiga de cada parafuso foi avaliada por meio do método dos planos críticos. As propriedades mecânicas do material que constitui os fixadores foram estimadas através do gerador de material fornecido pelo software, seguindo as diretrizes apresentadas em Forschungskuratorium Maschinenbau (2003). A Tabela 9 mostra tais propriedades.

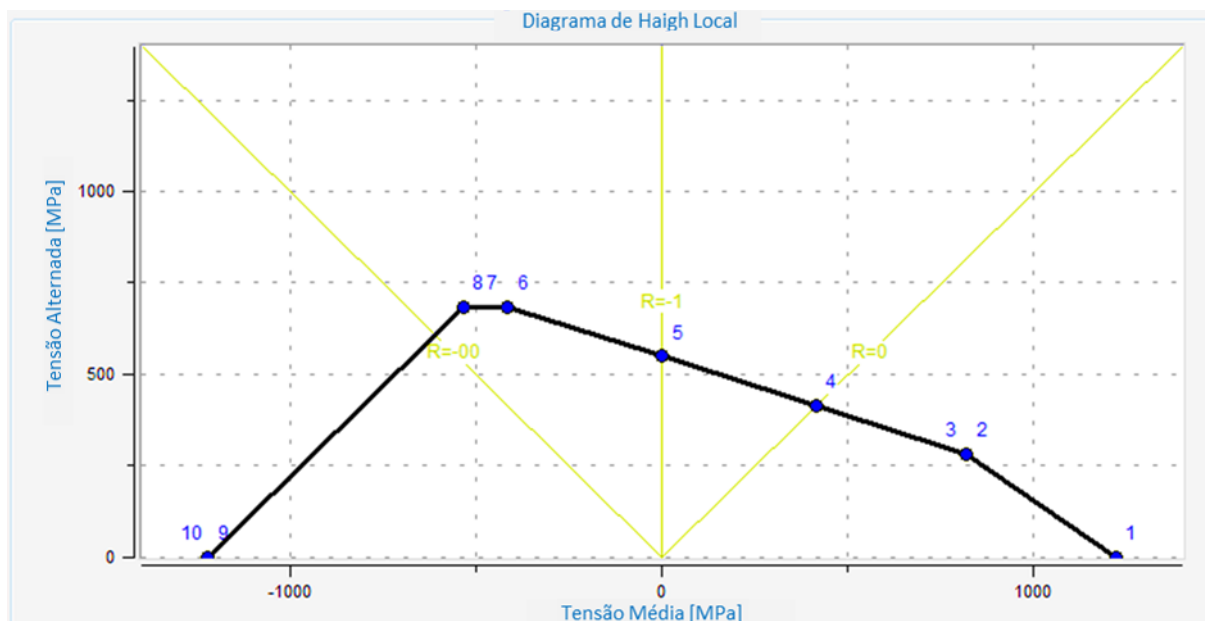
Tabela 9 - Propriedades do material dos parafusos

Propriedades do material dos parafusos			
Classe	12.9 – Aço tratável termicamente	Alongamento percentual relativo ao UTS	8 %
Limite de Escoamento Mínimo	1100 MPa	Rz – grau de acabamento do corpo-de-prova	1µm
Limite de Resistência Mecânica Mínimo	1220 MPa	Limite de fadiga com carga axial alternada (R=-1)	549,10 MPa
Módulo de Elasticidade	200 GPa	Limite de fadiga com carga axial pulsante (R=0)	413,79 MPa
Coeficiente de Poisson	0,28	K' - Coeficiente de resistência cíclica	1964,20 MPa
Diâmetro do corpo-de-prova	7,50 mm	n' – Exponente de encruamento cíclico	0,11

Fonte: Autoria própria

O diagrama de Haigh do material do fixador se encontra representado na Figura 34.

Figura 34 - Diagrama de Haigh do material dos parafusos



Fonte: Autoria própria

Por meio do Figura 34 fica evidente que o limite de resistência mecânica considerado para o diagrama de Haigh do material é igual ao limite de resistência do parafuso, mostrado na Tabela 2. Esta condição foi adotada devido à falta de dados experimentais relativos às propriedades monotônicas do aço utilizado, ocasionando pequenos desvios para a metodologia de análise descrita nesse trabalho, principalmente no que tange à correção do limite de resistência mecânica local devido ao gradiente de tensão, como exposto na seção 3.2.1.1.

Os fatores de modificação considerados seguiram a fundamentação teórica apresentada na seção 3.2.1, incluindo a influência das tensões médias, do gradiente de tensão e do acabamento superficial, o qual foi considerado com algumas restrições à sua aplicabilidade em juntas reais.

Neste caso, fez-se uso das especificações contidas na referência Deutsches Institut Fur Normung (1984), a qual especifica um R_z máximo de 6,3 μm para parafusos com rosca fabricada por conformação e passo menor que 2,5 mm. É importante salientar que tal especificação diz respeito ao acabamento metálico do componente e não faz referência alguma à rugosidade obtida após o processo de deposição da camada superficial protetiva que, no caso estudado, é feita por eletrólise em banho de imersão. Desta maneira, a condição avaliada neste

trabalho considera uma distribuição uniforme da camada depositada o que possivelmente não condiz totalmente com a realidade.

A tensão residual obtida pelo processo de conformação, ou rolagem da rosca, não foi considerada neste estudo. Segundo Horn e Stephens (2006), as tensões residuais compressivas induzidas na raiz do filete de rosca são capazes de aumentar em até 50% o limite de fadiga de um parafuso cujos filetes de rosca foram rolados após têmpera, quando comparado a um parafuso cuja rosca foi rolada antes da têmpera. De acordo com os pesquisadores, a conformação após o tratamento térmico evita a recristalização do material da região próxima a raiz do filete, mantendo as tensões residuais induzidas. Para que este efeito pudesse ser considerado nas análises de fadiga, tais tensões deveriam ser obtidas por meio de simulações do processo de conformação e têmpera ou por medições feitas em corpos de prova utilizando difração de Raio X.

Assim como as tensões residuais, a influência do diâmetro do fixador sobre o limite de fadiga também não foi avaliada. Segundo Magna Powertrain (2010), esta correção somente seria aplicável caso o diâmetro do componente fosse maior do que 16 mm, no caso de aços temperáveis. Da mesma maneira, o fator temperatura não foi levado em conta nas análises de fadiga. De acordo com Magna Powertrain (2010), a influência térmica deve ser avaliada caso o componente apresente uma temperatura igual ou superior a 100 °C, condição com baixa probabilidade de ocorrência em motores diesel, uma vez que existe um fluxo contínuo de óleo que refrigera o mancal. A temperatura do componente poderia ser estimada apenas por simulações computacionais acopladas, considerando a avaliação das condições de operação do mancal e os fenômenos térmicos de condução e convecção entre todos os componentes da montagem, algo fora do escopo desse trabalho.

Por fim, a influência estatística também foi desprezada, uma vez que a mesma está atrelada a ocorrência de falhas de componentes reais e poderia ser estimada unicamente através de dados confiáveis obtidos por meio de testes de fadiga tipo *staircase* (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2009), os quais não foram realizados.

O cálculo do coeficiente de segurança com referência ao limite de fadiga foi realizado diretamente pelo software, considerando constante a razão de tensões média e alternda.

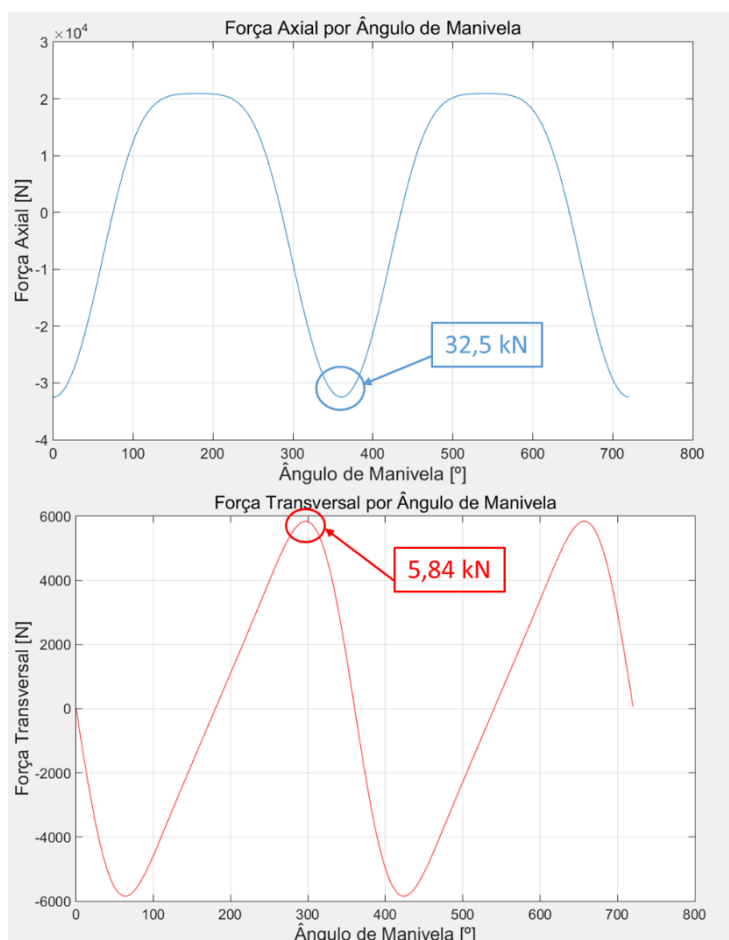
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1. ESFORÇOS ATUANTES NO OLHAL MAIOR

Os valores dos esforços atuantes no olhal maior foram obtidos com o auxílio da ferramenta de simulação desenvolvida por Silva (2013), como exposto nas seções 4.2. A Figura 35 ilustra os esforços axiais e transversais aos quais o olhal maior está submetido quando o sistema opera em *overspeed* contínuo. Nesse caso, os vetores de força estão alinhados aos eixos x e y do sistema de coordenadas local do componente, como demonstrado na Figura 24.

Através da Figura 35, é possível concluir que a componente axial é superior à transversal, em torno de cinco vezes e meia. Por esse motivo, apenas os esforços axiais foram considerados nos modelos avaliados, mais precisamente, o pico de força trativa ao qual o mancal está submetido (32,5 kN).

Figura 35 - Esforços atuantes no olhal maior da biela durante operação em *overspeed* contínuo



Fonte: Autoria própria

5.2. RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DOS MODELOS HÍBRIDO E DE VALIDAÇÃO

5.2.1. Análise de força mínima residual para a prevenção de abertura

Através do modelo híbrido abordado na seção 4.3.1, extraíram-se os valores de força adicional em cada um dos parafusos após a aplicação da carga axial externa, assim como os momentos fletores de cada uma das interfaces em torno de eixos normais ao plano do mecanismo, posicionados no centro geométrico de cada uma das superfícies de separação.

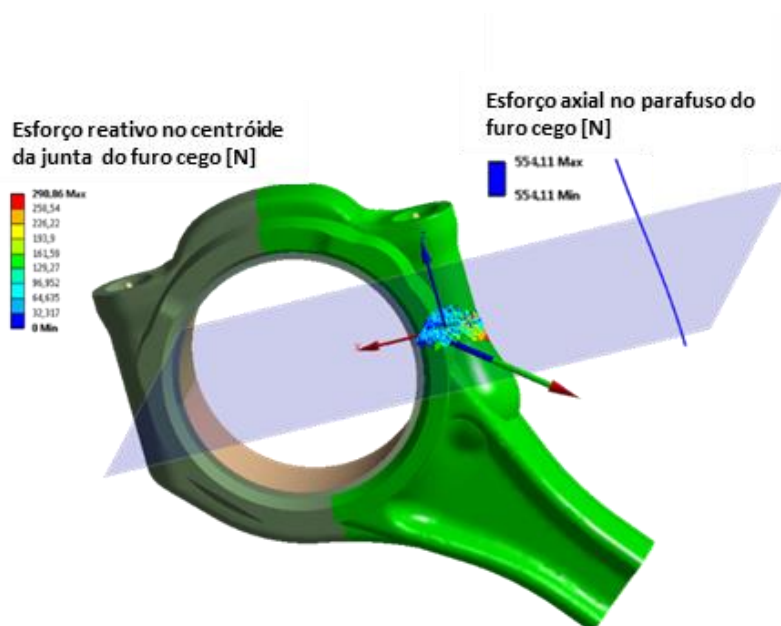
As forças adicionais de cada interface foram obtidas pela ferramenta *probe* (ANSYS INC., 2015), sendo utilizadas, juntamente com as variáveis citadas acima, para a determinação das grandezas: fator de carga da junta ϕ_{en}^* , dimensões a , forças externas F_A e as forças residuais mínimas F_{Vmin} para a prevenção de abertura de cada uma das interfaces.

As grandezas geométricas necessárias para a obtenção de tais variáveis foram extraídas a partir de análises dimensionais realizadas com o software CAD ProEngineer.

O tempo computacional demandado para a solução do modelo foi de aproximadamente 32 minutos.

A Figura 36 ilustra a força adicional obtida no parafuso do furo cego e os vetores de força na interface correspondente.

Figura 36 - Força adicional obtida no parafuso do furo cego e os vetores de força na interface da interface correspondente



Fonte: Autoria própria

A Tabela 10 apresenta as variáveis de entrada e os resultados obtidos para a análise de abertura realizada através do modelo híbrido.

Tabela 10 - Variáveis de entrada e resultados obtidos para a análise de abertura realizada através do modelo híbrido

Furo Passante				Furo Cego			
Variáveis de Entrada		Resultados		Variáveis de Entrada		Resultados	
Fs	1,93 kN	ϕ_{en}^*	0,13	Fs	0,55 kN	ϕ_{en}^*	0,05
Fp	12,62 kN	Fa	14,55 kN	Fp	9,78 kN	Fa	10,34 kN
M*	93,79 kN.mm	a	6,36 mm	M*	75,23 kN.mm	a	7,24 mm
u	6,12 mm	Fv _{min}	67,51 kN	u	6,12 mm	Fv _{min}	47,36 kN
S _{sym}	-0,63 mm			S _{sym}	-0,48 mm		
I _{BT}	6,35.10 ³ mm ⁴			I _{BT}	6,83.10 ³ mm ⁴		
A _D	418,20 mm ²			A _D	426,41 mm ²		

Fonte: Autoria própria

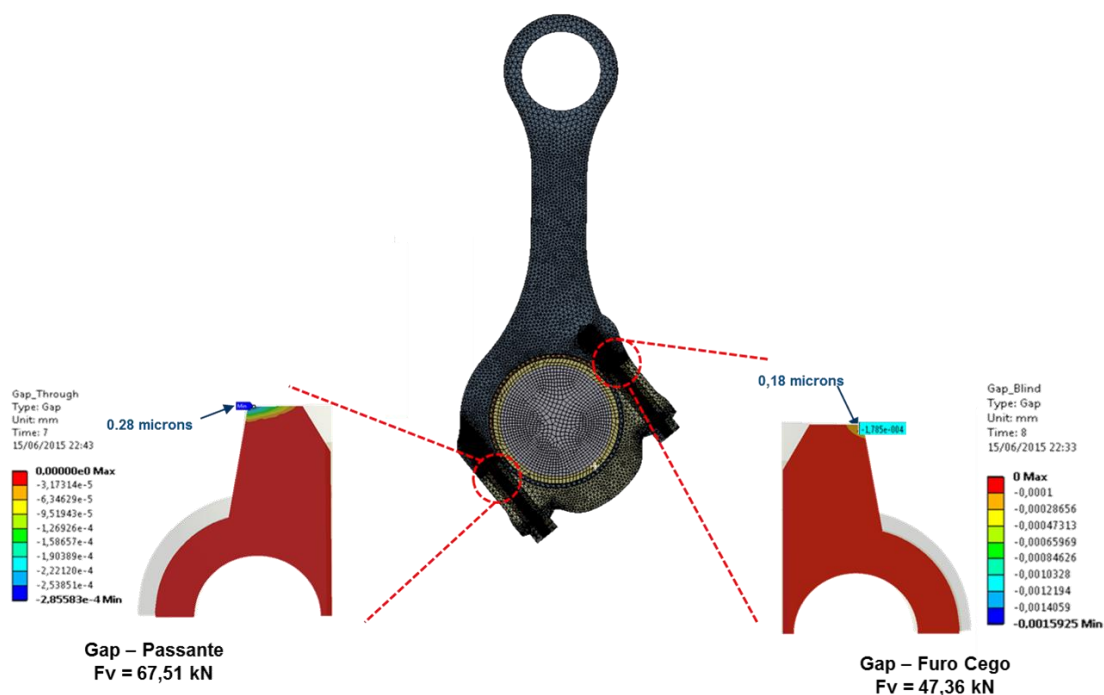
Na Tabela 10 é possível identificar que o parafuso localizado no furo passante foi submetido a carregamentos superiores aos do fixador utilizado no furo cego, fato esse explicado pela proximidade do primeiro em relação à região de carga do mancal.

Além disso, a diferença entre as forças adicionais nos dois fixadores demonstra que a hipótese adotada por Lima e Silva (2010) não é válida para bielas anguladas. A diferença entre a soma das forças adicionais (F_s e F_p) e o carregamento externo, demonstra que aproximadamente 25% da carga externa foi absorvida pelas outras partes da estrutura, o que implicaria em um erro considerável, caso abordagens rígidas tivessem sido adotadas nesse estudo.

O modelo descrito na seção 4.3.3 foi utilizado para validar as cargas residuais obtidas através da abordagem numérico-analítica. O tempo computacional demandado por tal modelo foi de 13,5 horas, muito superior à duração da simulação do modelo híbrido. A Figura 37 ilustra as aberturas de cada uma das interfaces utilizando as cargas residuais fornecidas na Tabela 10.

Na Figura 37 é possível observar que os valores de abertura encontrados podem ser considerados desprezíveis devido às suas magnitudes, as quais podem estar associadas com o próprio erro numérico do método de solução.

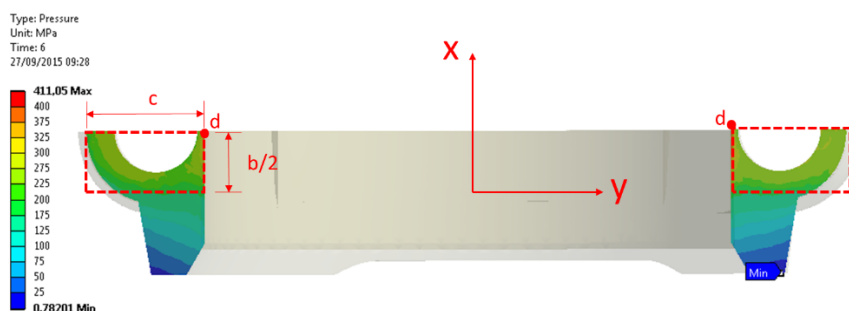
Figura 37 - Aberturas de cada uma das interfaces utilizando as cargas residuais fornecidas pela abordagem híbrida



Fonte: Autoria própria

No entanto, os pontos de abertura de ambas as interfaces se encontram em locais diferentes dos propostos pelo roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003). Esse fato ocorre devido à geometria das zonas de fratura, as quais demonstram um perfil de pressão bi-direcional, como pode ser observado na Figura 38. Analisando os valores de pressão abaixo é possível concluir que, caso a geometria das faces fosse quadrada (dimensões b e c iguais) a variação de pressão ocorreria quase que exclusivamente na direção y, o que alteraria os pontos de pressão mínima para os locais previstos pelo modelo apresentado na seção 3.1.3.1 (ponto d da Figura 38).

Figura 38 - Perfil de pressão nas interfaces



Fonte: Autoria própria

Apesar da não coincidência entre os pontos de abertura obtidos pelo modelo de validação e pela metodologia proposta pela VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003), a abordagem numérico-analítica mostrou-se robusta, determinando cargas residuais capazes de prevenir o aparecimento de grandes folgas nas interfaces da junta quando submetida à condição de *overspeed* contínuo.

A robustez e o tempo de simulação reduzido tornam esta abordagem interessante para processos de otimização multiparamétrica, nos quais deseja-se reduzir as forças residuais mínimas para a prevenção de abertura de ambos os parafusos através de modificações geométricas na capa e nas interfaces.

5.2.2. Análise de tensões nos fixadores quando submetidos à carga estática

De acordo com o que foi descrito na seção 4.3, calculou-se as tensões equivalentes em ambos os parafusos para as condições de carga estática trativa. A força residual considerada para os cálculos de tensão foi obtida experimentalmente, como descrito na seção 4.1.

A Tabela 11 apresenta as variáveis de entrada e os resultados obtidos após esta análise.

Como esperado, as tensões equivalentes no parafuso do furo passante foram superiores às tensões obtidas para o parafuso localizado no furo cego.

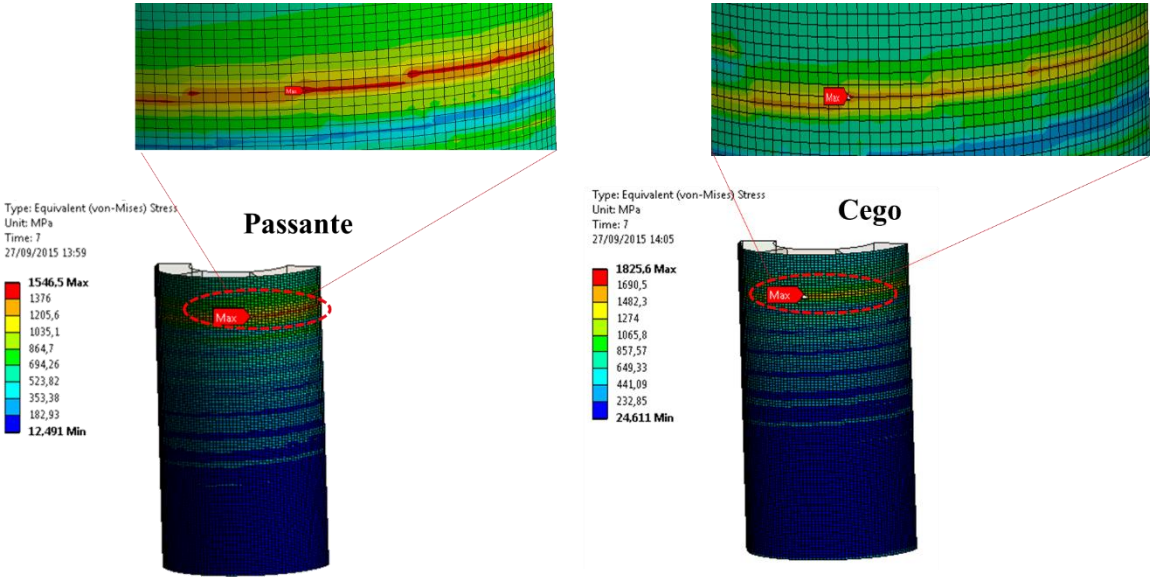
Tabela 11 - Variáveis de entrada e resultados obtidos após análise de tensão nos fixadores através do método híbrido.

Furo Passante		Furo Cego	
Variáveis de Entrada		Variáveis de Entrada	
F _s	1,93 kN	F _s	0,55 kN
F _v	43,84 kN	F _v	43,84 kN
A _s	75,67 mm²	A _s	75,67 mm²
σ _y	1100 MPa	σ _y	1100 MPa
Resultados		Resultados	
σ _{equiv}	604,86 MPa	σ _{equiv}	586,62 MPa

Fonte: Autoria própria

De acordo com o que foi descrito na seção 4.3.3, dois modelos de validação foram utilizados para correlação. As tensões equivalentes obtidas com o auxílio do primeiro modelo, o qual considerava materiais elásticos e isotrópicos, encontram-se ilustradas na Figura 39.

Figura 39 - Tensões equivalentes na região da rosca engajada obtidas através do modelo com matérias elásticos e isotrópicos



Fonte: Autoria própria

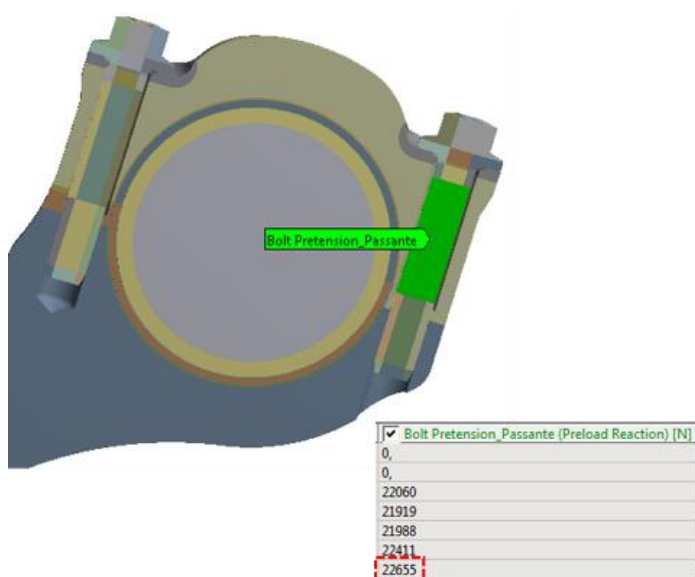
Na Figura 39 é possível identificar valores de tensão equivalente acima do limite de escoamento do material, o que indica plastificação localizada.

Comparando os valores máximos obtidos em cada um dos parafusos, nota-se que existe uma inversão quanto ao componente criticamente solicitado, caso sejam considerados os resultados obtidos através do modelo híbrido. Contudo, tais resultados não devem ser levados em conta, visto que pontos de singularidades podem ser facilmente identificados em ambos os parafusos, resultado do desempenho não satisfatório do modelo de correção geométrica para contatos roscados do *software* utilizado.

Fez-se uso da ferramenta *pretension probe* para a determinação do fixador criticamente solicitado. A Figura 40 ilustra o uso desta ferramenta para a definição da carga axial a qual o parafuso do furo passante foi submetido ao longo da simulação.

A Tabela 12 contém os valores de força adicional em cada um dos fixadores obtidos através do modelo de validação discutido, assim como o desvio percentual em relação aos valores resultantes do modelo híbrido.

Figura 40 - Carga axial no parafuso passante durante a simulação do modelo de validação



Fonte: Autoria própria

Tabela 12 - Forças adicionais em cada um dos fixadores obtidas através do modelo com materiais elásticos e isotrópicos e seus respectivos desvios percentuais quando comparadas aos valores fornecidos pelo modelo híbrido

Furo Passante		Furo Cego	
$F_{\text{híbrido}}$	1,93 kN	$F_{\text{híbrido}}$	0,55 kN
F_{linear}	1,47 kN	F_{linear}	0,71 kN
Desvio	23,83 %	Desvio	29,10 %

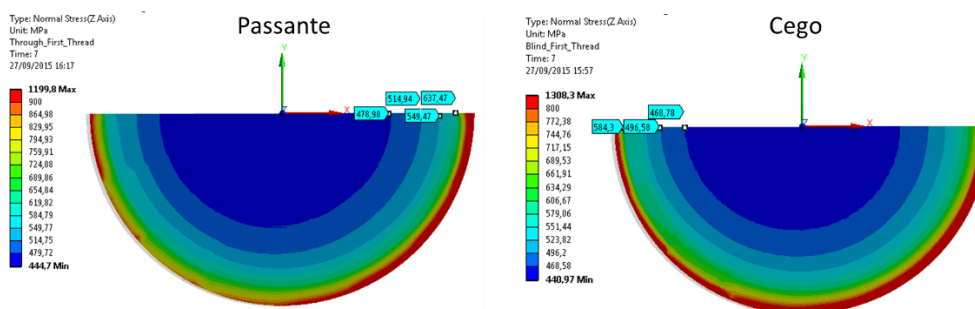
Fonte: Autoria própria

Na Tabela 12, nota-se que o parafuso do furo passante continua sendo o mais crítico, ao menos do ponto de vista dos esforços axiais. Os desvios percentuais obtidos são frutos do grau de acuracidade do modelo empregado, visto que o mesmo introduz elementos de contato e a discretização dos fixadores através de elementos sólidos, modificando o fator de carga da junta.

Avaliou-se também a suposição adotada pelo roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) de que as tensões oriundas da flexão dos fixadores poderiam ser desprezadas para a análise estática. A Figura 41 expõe os perfis de tensão normal de cada um dos parafusos, extraídos a partir de planos transversais aos eixos de cada um deles e localizados na altura que corresponderia ao primeiro filete engajado.

Por meio da Figura 41 é possível constatar que os perfis de tensão normal não são constantes ao longo das seções apresentadas. Excluindo a região influenciada pelo contato, nota-se a variação das tensões normais ao longo da direção x em aproximadamente 190 MPa para o fixador localizado no furo passante, e 140 MPa para o parafuso localizado no furo cego. Essa variação demonstra claramente a influência da flexão dos componentes sobre o perfil de tensão axial obtido.

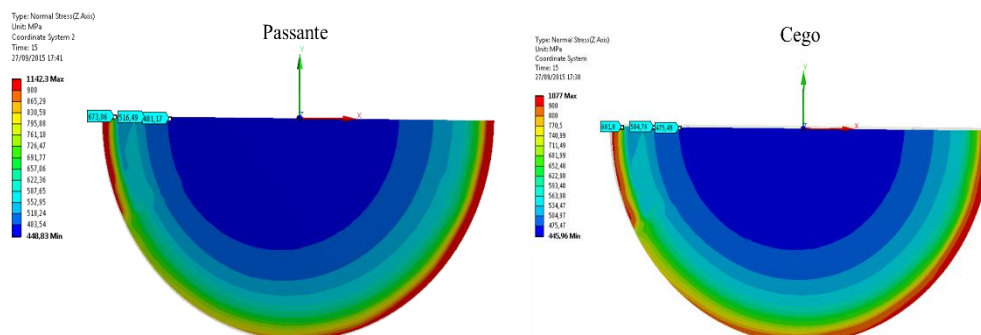
Figura 41 - Perfis de tensão normal de cada um dos parafusos, extraídos a partir de planos transversais aos eixos de cada um deles e localizados na altura que corresponderia ao primeiro filete engajado no modelo linear



Fonte: Autoria própria

Comportamentos similares foram extraídos a partir do modelo que considerava o regime plástico dos materiais, como demonstra a Figura 42.

Figura 42 - Perfis de tensão normal de cada um dos parafusos, extraídos a partir de planos transversais aos eixos de cada um deles e localizados na altura que corresponderia ao primeiro filete engajado no modelo com plasticidade

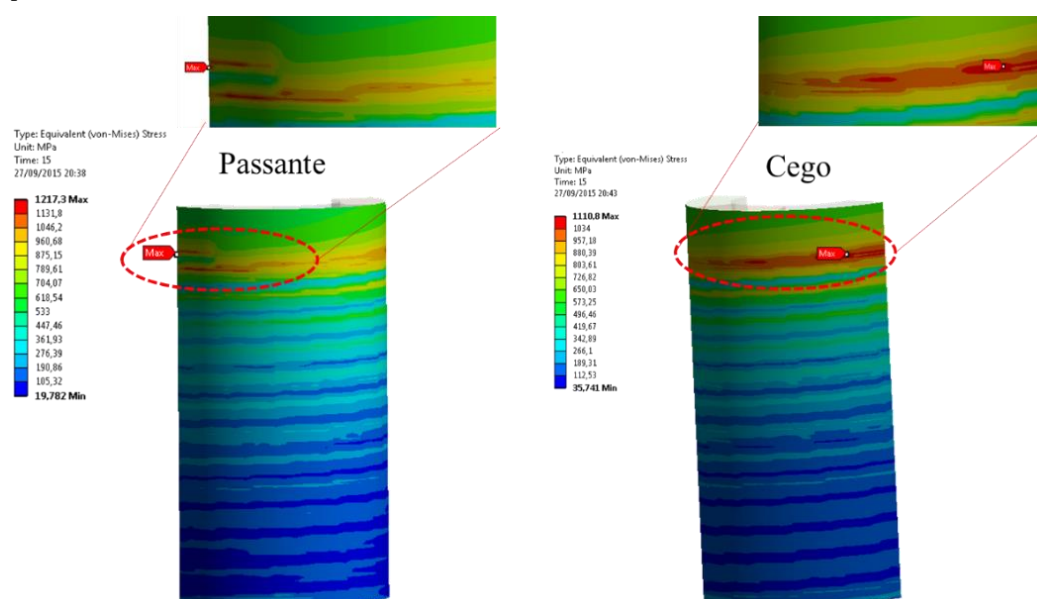


Fonte: Autoria própria

Quanto à tensão equivalente, houve a redução dos valores absolutos devido à consideração do comportamento elasto-plástico dos materiais. No entanto, pontos de singularidade ainda foram encontrados, como exposto na Figura 43.

Os valores de força adicional obtidos através desta abordagem exibiram o mesmo padrão discutido anteriormente: o parafuso do furo passante figura como fixador criticamente solicitado. A Tabela 13 sumariza os valores de carga adicional, além de apresentar os desvios percentuais entre as três abordagens citadas até aqui.

Figura 43 - Tensões equivalentes na região da rosca engajada obtidas através do modelo com matérias elasto-plásticos



Fonte: Autoria própria

Tabela 13 - Forças adicionais em cada um dos fixadores obtidas através dos modelos de validação e seus desvios percentuais associado

Furo Passante		Furo Cego	
$F_{\text{híbrido}}$	1,93 kN	$F_{\text{híbrido}}$	0,55 kN
F_{linear}	1,47 kN	F_{linear}	0,71 kN
$F_{\text{elasto-plástico}}$	1,34 kN	$F_{\text{elasto-plástico}}$	0,61 kN
$\text{Desvio}_{\text{híbrido/elasto-plástico}}$	30,57 %	$\text{Desvio}_{\text{híbrido/elasto-plástico}}$	11,63 %
$\text{Desvio}_{\text{linear/elasto-plástico}}$	8,84 %	$\text{Desvio}_{\text{linear/elasto-plástico}}$	13,52 %

Fonte: Autoria própria

Por meio da Tabela 13, é possível constatar que a adoção de plasticidade influencia os valores de força adicional, alterando assim, o fator de carga da junta.

Através da análise de tensões realizada nos fixadores, foi possível verificar que a ferramenta de correção geométrica para contatos roscados do *software* ANSYS (ANSYS INC., 2015) não apresentou resultados confiáveis, visto que a interação entre as superfícies de contato promoveu o aparecimento de pontos de singularidade, perturbando a acuracidade dos valores. Esse comportamento pode estar relacionado com o passo da rosca utilizada, visto que em roscas com passo fino, como o caso estudado, os filetes tendem a estar próximos uns aos outros, o que pode ter interferido no algoritmo de simulação de contato.

Os valores de força adicional obtidos demonstraram que o parafuso localizado no furo passante foi o mais solicitado em todas as abordagens estudadas. Além disso, constatou-se que o fator de carga da junta é influenciado pelo grau de discretização do modelo, e pela consideração de modelos de encruamento (comportamento elasto-plástico).

Verificou-se também que o momento fletor atuante nos parafusos influencia o perfil de tensão dos mesmos, tornando inadequada a hipótese adotada pelo roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) quanto a não consideração de tal variável para a análise estática de tensões. Dessa forma, sendo um dos tópicos a serem aprimorados para a abordagem numérico-analítica.

A despeito desses pontos, o modelo híbrido ainda demonstra-se atraente, tanto pela relação precisão/simplicidade, quanto pelo baixo tempo computacional (32 minutos contra 16,5 horas do modelo elasto-plástico). É evidente que tal proposta não é capaz de capturar o acréscimo de tensão originado pelos filetes de rosca, contudo a adoção de coeficientes de segurança mínimos seria capaz de absorver esta e outras imprecisões.

5.2.3. Análise de pressão sobre o assentamento da cabeça do parafuso

As pressões exercidas pelos parafusos sobre seus respectivos assentamentos foram avaliadas através da teoria apresentada na seção 4.3.1. A Tabela 14 apresenta os valores de pressão para ambos os assentamentos sob as condições de montagem e operação.

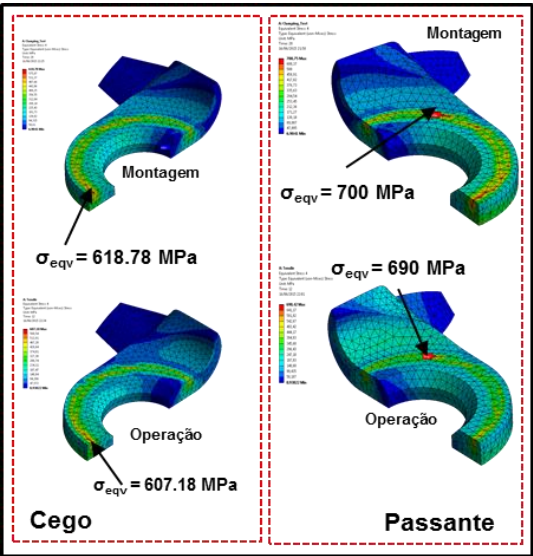
Os resultados apresentados na Tabela 14 foram validados através dos modelos descritos na seção 4.3.2. A Figura 44 ilustra as tensões equivalentes nos assentamentos dos parafusos localizados nos furos cego e passante, obtidas com o modelo elástico.

Tabela 14 - Pressões sobre os assentos obtidos através da abordagem híbrida

Furo Passante		Furo Cego	
F_M	47,40 kN	F_M	47,40 kN
F_V	43,84 kN	F_V	43,84 kN
F_S	1,93 kN	F_S	0,55 kN
A_P	154,67 mm ²	A_P	154,67 mm ²
Resultados		Resultados	
$P_{montagem}$	306,45 MPa	$P_{montagem}$	306,45 MPa
$P_{operação}$	295,90 MPa	$P_{operação}$	287,01 MPa

Fonte: Autoria própria

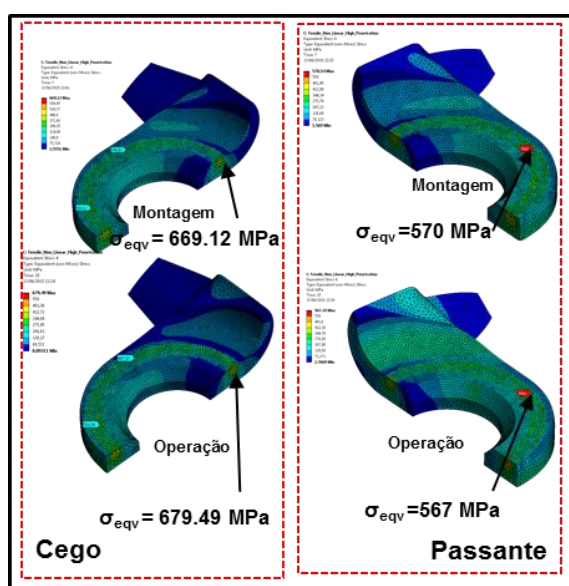
Figura 44 - Tensões equivalentes nos assentamentos dos parafusos, obtidas através do modelo de validação linear



Fonte: Autoria própria

Por meio das análises executadas, constatou-se a existência de um gradiente de tensão na região dos assentamentos após a solução do modelo elástico, além de pontos de singularidade numérica advindos da solução dos contatos. Devido a esse fato, aumentou-se o grau de refinamento da malha, utilizando elementos de 0,2 mm para a discretização da região interesse no modelo elasto-plástico. A Figura 45 ilustra as tensões equivalentes nos assentamentos obtidas através da solução de tal abordagem.

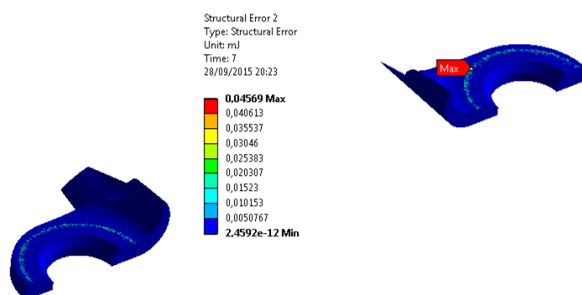
Figura 45 - Tensões equivalentes nos assentamentos dos parafusos, obtidas através do modelo de validação elasto-plástico



Fonte: Autoria própria

Apesar das alterações efetuadas, o erro numérico demonstrou-se elevado, como pode ser observado na Figura 46. Além disso, a simulação mostrou-se instável, sendo necessária a restrição de elementos específicos para garantir a convergência do algoritmo.

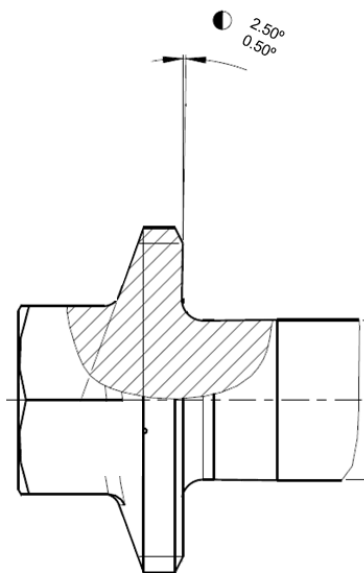
Figura 46 - Erro estrutural obtido após a solução do modelo elasto-plástico



Fonte: Autoria própria

Após avaliações na geometria dos componentes, conclui-se que os resultados obtidos foram influenciados pelo ângulo de cabeça dos parafusos que foram incluídos no modelo CAD. A Figura 47 ilustra o ângulo de cabeça de um parafuso com chave externa.

Figura 47 - Ângulo de cabeça de um parafuso com chave externa



Fonte: Autoria própria

Segundo Bickford (1995), o valor deste ângulo depende diretamente do processo de estampagem do componente, podendo variar de minutos a alguns graus. Não foram encontrados estudos sobre a influência do ângulo de cabeça nos perfis de tensão e deformação das regiões de assentamento. Contudo, acredita-se que os valores de tensão obtidos através do modelo de validação elasto-plástico poderiam ser ainda maiores, caso um modelo dinâmico fosse criado para simular a operação de aperto.

Copeland e Oliver (2006) analisaram as tensões e deformações em juntas aparafusadas através de um modelo de elementos finitos dinâmico. Os pesquisadores concluíram que tal modelo era capaz de prever tensões 40% maiores na zona de assentamento quando comparado a sua versão estática, visto que o último não considera a rotação do componente, desprezando assim as tensões cisalhantes originadas pelo aperto.

Por fim, é possível concluir que todos os métodos utilizados foram ineficientes no que diz respeito à determinação do nível de tensão do assentamento. Os resultados obtidos através do modelo elasto-plástico indicaram que seria necessário um nível de discretização extramamente elevado para que as tensões na região fossem calculadas. Levando isso em conta, e as constatações de Copeland e Oliver (2006), conclui-se que as tensões sobre o assentamento

devem ser avaliadas considerando um modelo de elementos finitos dinâmico, no qual a operação de aperto seria simulada e a influência dos torques de rosca e cabeça levadas em conta.

5.2.4. Análise do número mínimo de filetes engajados para a prevenção de cisalhamento na rosca

O número mínimo de filetes engajados para a prevenção de cisalhamento na rosca foi avaliado através da metodologia demonstrada na seção 4.3. A Tabela 15 apresenta as variáveis de entrada e os resultados obtidos após esta análise.

Tabela 15 - Variáveis de entrada e resultados obtidos após análise do número mínimo de filetes engajados para a prevenção de cisalhamento da rosca

Variáveis de Entrada		Resultados	
τ_{BM}	540 Mpa	R_s	1,16
R_{mSmin}	1220 Mpa	C_1	0,999
R_{mSmax}	1290 Mpa	C_3	0,897
R_{mMmin}	900 Mpa	s/d	1,916
D_1	9,888 mm	$m_{eff\ min}$	7,324 mm
D_2	10,238 mm		
D_{2Max}	10,288 mm		
d	10,894 mm		
d_{min}	10,788 mm		
d_3	9,4815 mm		
s	20,879 mm		

Fonte: Autoria própria

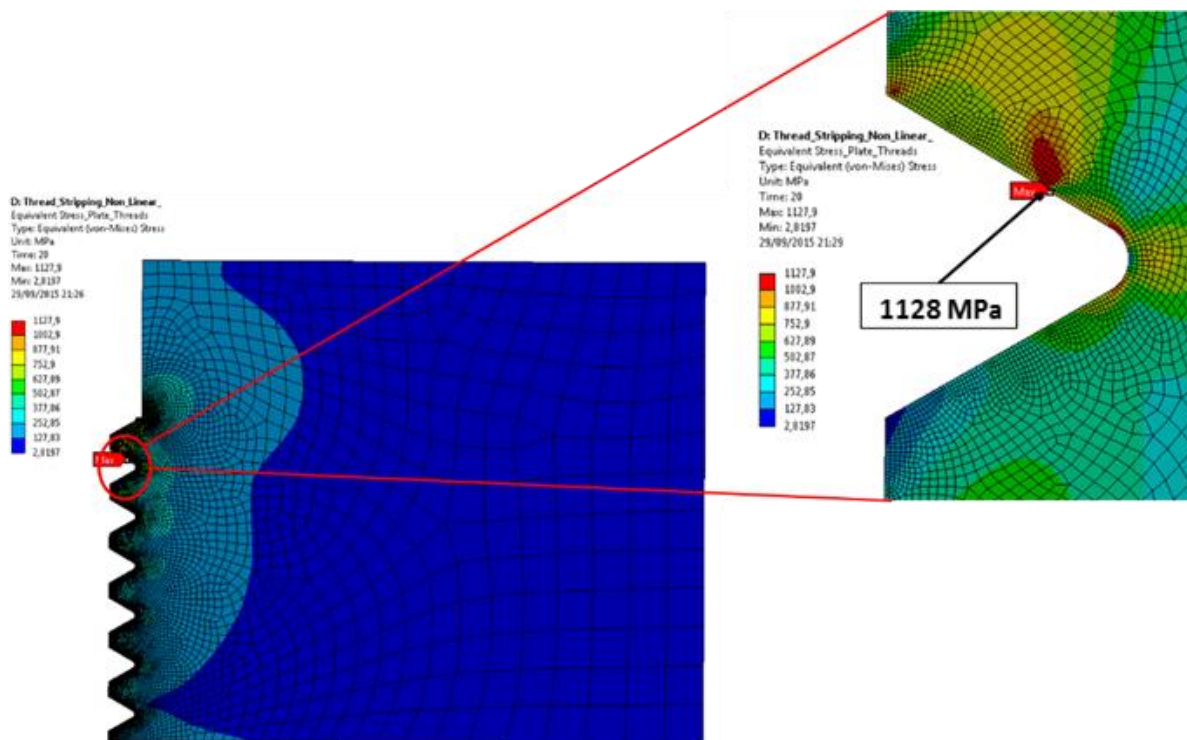
Fez-se uso do modelo descrito na seção 4.3.3 para a validação dos resultados obtidos através da abordagem analítica adotada. Tal modelo foi gerado de forma a levar em conta as condições dimensionais e estruturais mais desfavoráveis, as quais podem ser observadas na equação 24.

As Figuras 48 e 49 expõem os resultados de tensão equivalente na contra-peça e na região não engajada do parafuso, respectivamente. Esses resultados foram obtidos por meio do modelo de validação sob carga de montagem de 47,4 kN.

Observando a Figura 48, é possível notar que a tensão equivalente obtida superou a resistência à tração do material da contra-peça, indicando falha nos filetes. O pico de tensão encontra-se na região do primeiro filete engajado, mais especificamente no ponto de contato

entre as roscas do parafuso e da placa. Já a Figura 49 mostra os baixos níveis de tensão na região não engajada, o que é contrário à condição apresentada na equação 23.

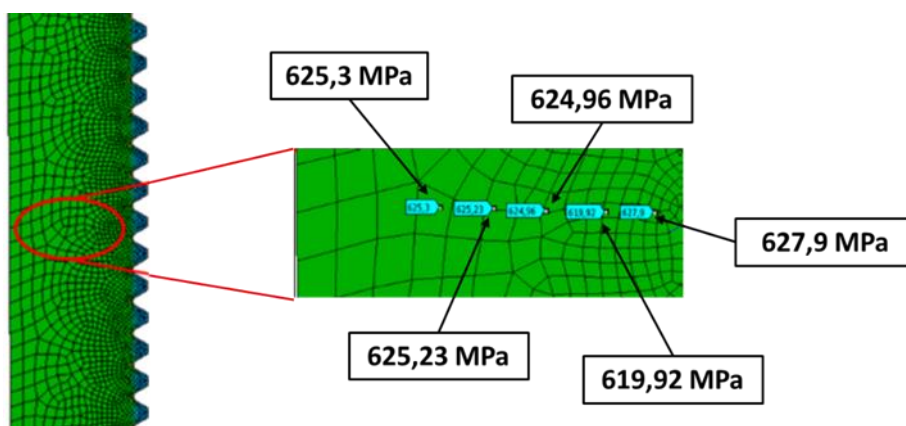
Figura 48 - Tensão equivalente nos filetes da contra-peça após aplicação da força tensora de montagem



Fonte: Autoria própria

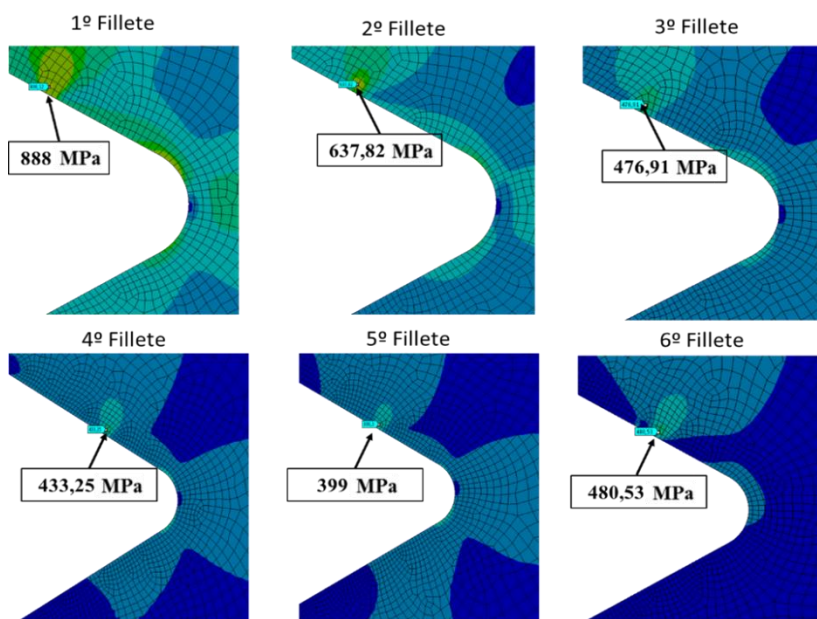
Esses resultados demonstram a existência de imperfeições no modelo analítico utilizado. A principal delas é a hipótese de que todos os filetes da contra-peça são solicitados de maneira uniforme. A Figura 50 comprova que, para uma pré-carga de 22,5 kN, os valores de tensão variam gradualmente entre o primeiro e o quinto filete, aumentando novamente no último.

Figura 49 - Tensão equivalente na região não engajada do parafuso após aplicação da força tensora de montagem



Fonte: Autoria própria

Figura 50 - Valores de tensão equivalente nos filetes engajados da contra-peça para um carga de montagem de 22,5 kN



Fonte: Autoria própria

Mediante os resultados apresentados, é possível concluir que a abordagem analítica disponível no roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) possui limitações no que diz respeito à determinação do comprimento mínimo engajado para a prevenção do cisalhamento dos filetes.

A principal limitação é a hipótese de que todos os filetes da contra-peça são solicitados de maneira uniforme, o que não foi confirmado pelo modelo numérico. Outro ponto negativo

seria o uso de valores estimados de resistência mecânica ao cisalhamento para o material da rosca interna, o que geraria imprecisões no modelo.

A abordagem numérica mostrou-se robusta para a avaliação de tal fenômeno. Apesar do alto nível de discretização utilizado, a mesma demonstrou-se viável do ponto de vista computacional, com tempo de solução de aproximadamente 10,6 minutos.

5.2.5. Análise de fadiga nos fixadores

A vida em fadiga dos fixadores foi avaliada segundo a metodologia descrita em 4.4. A Tabela 16 apresenta os resultados obtidos em cada um dos parafusos por meio da abordagem híbrida.

Tabela 16 - Resultados obtidos em cada um dos parafusos por meio da abordagem híbrida

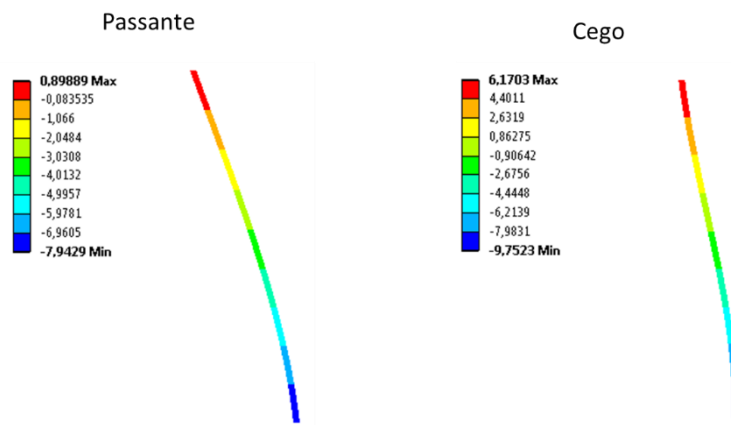
Furo Passante		Furo Cego	
F_{Smax}	1,9283 kN	F_{Smax}	0,5541 kN
F_{Smin}	0 kN	F_{Smin}	0 kN
$F_{0,2min}$	45,41 kN	$F_{0,2min}$	45,41 kN
σ_{med}	600 MPa	σ_{med}	595 MPa
W_S	92,85 mm ³	W_S	92,85 mm ³
Área resistiva	75,76 mm ²	Área resistiva	75,67 mm ²
M_S	7942,90 N.mm	M_S	9752,30 N.mm
Resultados		Resultados	
σ_{ASG}	72,15 MPa	σ_{ASG}	75,67 MPa
σ_{alt}	55,51 MPa	σ_{alt}	56,17 MPa
$C.S_{Fadiga}$	1,3	$C.S_{Fadiga}$	1,29

Fonte: Autoria própria

Na Tabela 16 constata-se que o limite de fadiga de ambos os parafusos, assim como as tensões médias e alternadas atuantes são semelhantes, apesar da carga adicional no parafuso do furo cego ser 28,7 % menor do que a força exercida sobre o fixador do furo passante. Isso se deve a influência do momento fletor atuante no componente, elevando as tensões no local.

A Figura 51 ilustra o momento fletor atuante em cada um dos fixadores, em relação à direção normal à página. Nesta figura constata-se que as maiores solicitações ocorreram nas extremidades, locais nos quais os graus de liberdade dos fixadores foram atrelados aos da biela.

Figura 51 - Momento fletor atuante em cada um dos fixadores, em relação à direção normal à página

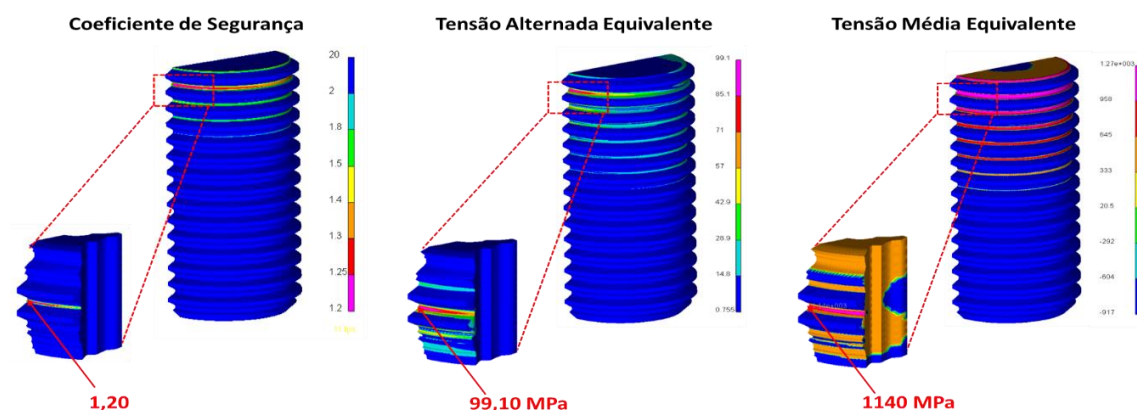


Fonte: Autoria própria

O perfil do momento fletor e a deformação do parafuso do furo cego demonstram que não é possível considerar apenas um ângulo de flexão γ_s para o cálculo do momento fletor $M_{B_{gess}}$ atuante no componente, como enunciado em Verein Deutscher Ingenieure (2003) e descrito na subseção 3.1.3.3. Nesse caso, o modelo analítico deve ser revisto de maneira que as parcelas de momento fletor no parafuso e na junta possam ser definidas corretamente.

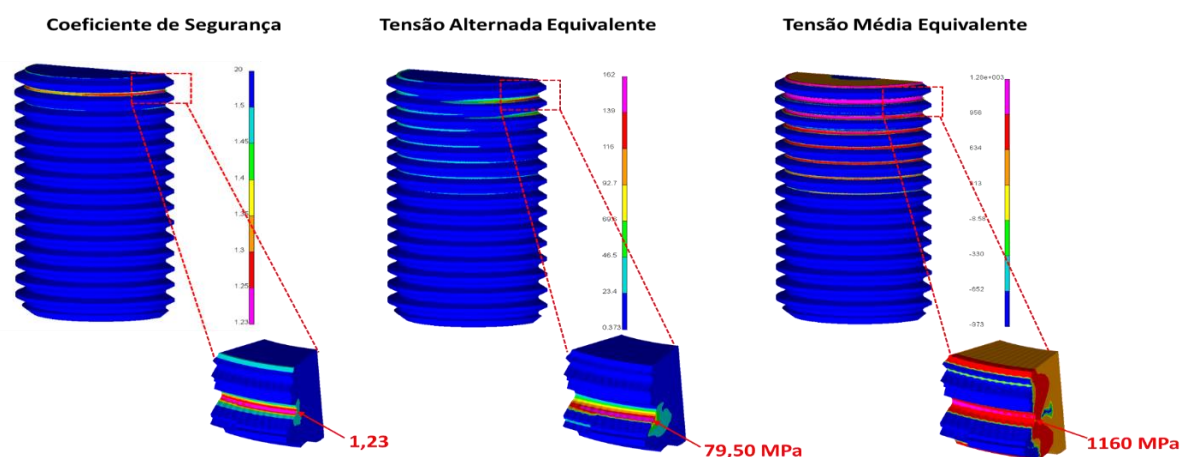
Quanto aos resultados obtidos através do modelo de validação, a Figura 52 ilustra o coeficiente de segurança mínimo quanto à fadiga da região engajada no parafuso do furo cego para a condição de 3150 rpm, além das tensões alternadas e médias nesse local. A Figura 53 contém os resultados do fixador localizado no furo passante para as mesmas condições

Figura 52 - Coeficiente de segurança mínimo quanto a fadiga do parafuso do furo cego para a condição de 3150 rpm, além das tensões alternadas e médias nesse local



Fonte: própria autoria

Figura 53 - Coeficiente de segurança mínimo quanto à fadiga do parafuso do furo cego para a condição de 3150 rpm, além das tensões alternadas e médias nesse local



Fonte: própria autoria

Por meio das Figuras 52 e 53 é possível observar que o primeiro filete engajado corresponde à região criticamente solicitada de ambos os componentes. Além disso, identifica-se um comportamento semelhante ao obtido pelo modelo híbrido no que diz respeito ao coeficiente de segurança dos dois parafusos, contudo, os níveis de tensão média e alternada entre as duas abordagens demonstram grandes divergências, dado o estado multiaxial de tensões existentes nos filetes de rosca e o escoamento localizado do material. A Tabela 17 demonstra os erros relativos entre as tensões médias e alternada de ambas as abordagens, tomando como referência os resultados extraídos com o modelo roscado.

Tabela 17 - Erros relativos entre as tensões média e alternada obtidas com as abordagens híbrida e com fixador roscado

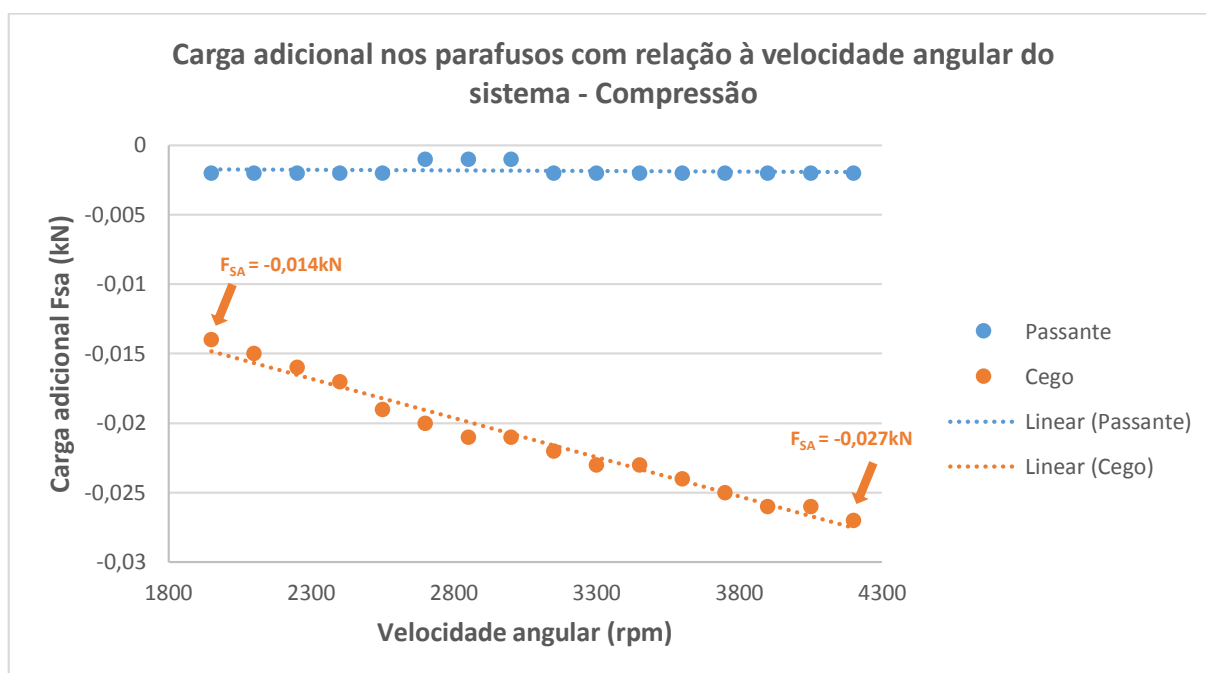
Furo Passante		Furo Cego	
Modelo Híbrido		Modelo Híbrido	
σ_{alt}	55,51 MPa	σ_{alt}	56,17 MPa
σ_{med}	600 MPa	σ_{med}	595 MPa
Modelo com Rosca Paralela		Modelo com Rosca Paralela	
σ_{alt}	79,50 MPa	σ_{alt}	99,10 MPa
σ_{med}	1160 MPa	σ_{med}	1140 MPa
Erro relativo		Erro relativo	
σ_{alt}	30,17 %	σ_{alt}	43,32 %
σ_{med}	48,27 %	σ_{med}	47,80 %

Fonte: Autoria própria

Nesse caso, as comparações entre os limites de fadiga e os coeficientes de segurança obtidos com as duas abordagens não podem ser feitas devido às discrepâncias existentes entre os métodos utilizados para a obtenção da curva de fadiga, como descrito nas seções 4.4 e 3.1.3.3.

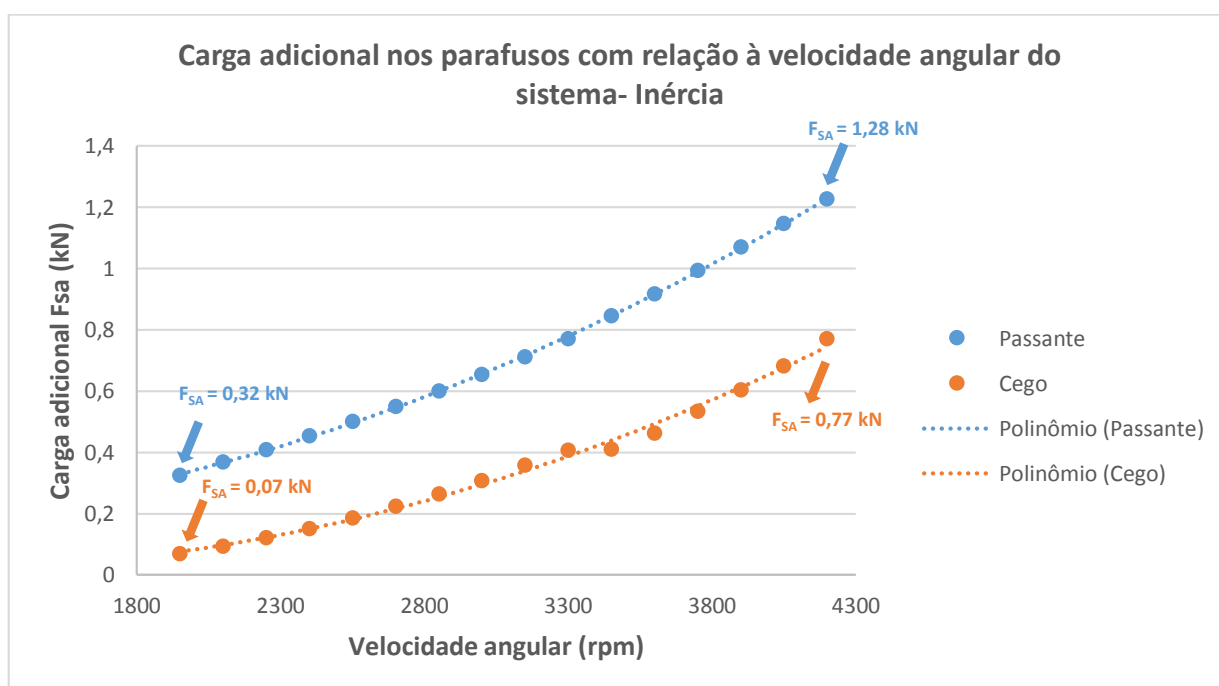
Realizou-se também a avaliação da influência das cargas trativas e compressivas no mancal sobre a força adicional nos fixadores através da ferramenta de análise descrita na Figura 40. As Figuras 54 e 55 ilustram os valores de força adicional F_{SA} nos fixadores em relação à velocidade angular avaliada para as cargas de compressão e tração do mancal, respectivamente.

Figura 54 - Carga adicional nos parafusos pela velocidade angular do sistema durante condição compressiva



Fonte: Autoria própria

Figura 55 - Carga adicional nos parafusos pela velocidade angular do sistema durante carga trativa



Fonte: Autoria própria

Através dessas ilustrações, conclui-se que, para cargas compressivas, a alteração na força tensora do fixador é mínima em ambos os componentes. Quanto à variação da força tensora adicional durante inércia, pode-se verificar que os resultados seguem a mesma tendência

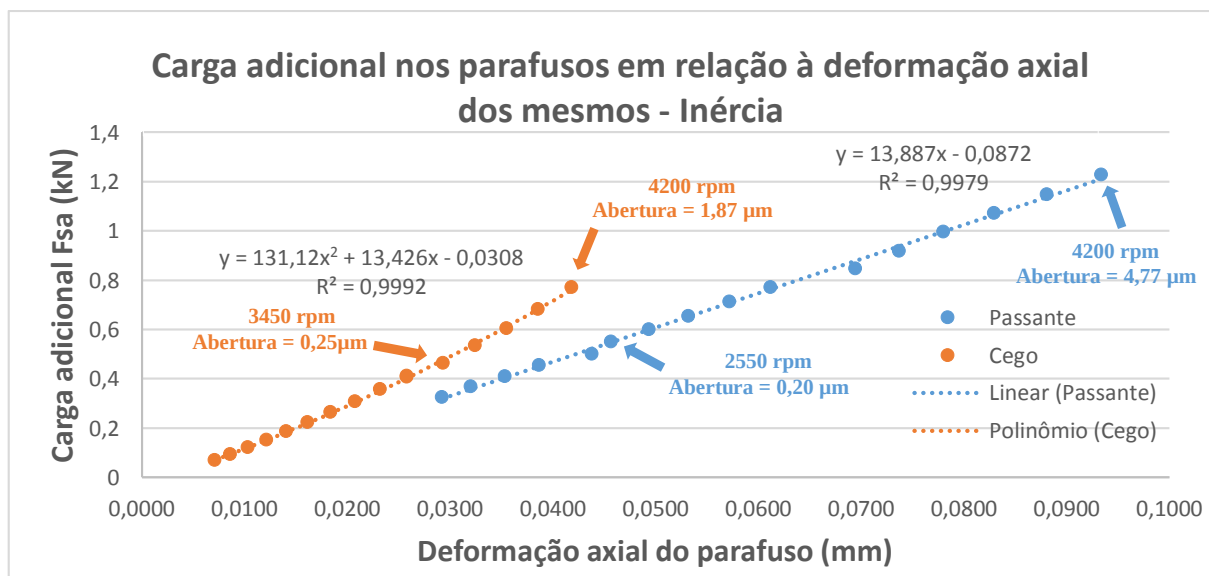
demonstrada pelo modelo híbrido: valores superiores no parafuso do furo cego quando comparados aos apresentados pelo componente localizado no furo passante. O comportamento quadrático das curvas obtidas demonstra a influência da velocidade angular da manivela, já que o termo está elevado à segunda potência na formulação do mecanismo (LIMA E SILVA, 2010).

A deformação axial dos parafusos também foi analisada, relacionando tal variável com o acréscimo das cargas adicionais. A Figura 56 mostra o comportamento dessas grandezas além de indicar os pontos nos quais iniciou-se o fenômeno de abertura, assim como a folga entre as interfaces da junta no último passo de simulação. Já a Figura 57 apresenta a folga entre as interfaces e as velocidades angulares nas quais os valores foram obtidos.

Por meio da Figura 56 é possível constatar que o fenômeno de abertura não influenciou as cargas adicionais, como enunciado por Verein Deutscher Ingenieure (2003), apesar dos valores de folga consideráveis, principalmente na interface do furo passante. Nesse contexto, o comportamento não linear apresentado pelo fixador do furo cego atribui-se ao momento fletor atuante no componente, como ilustrado na Figura 51.

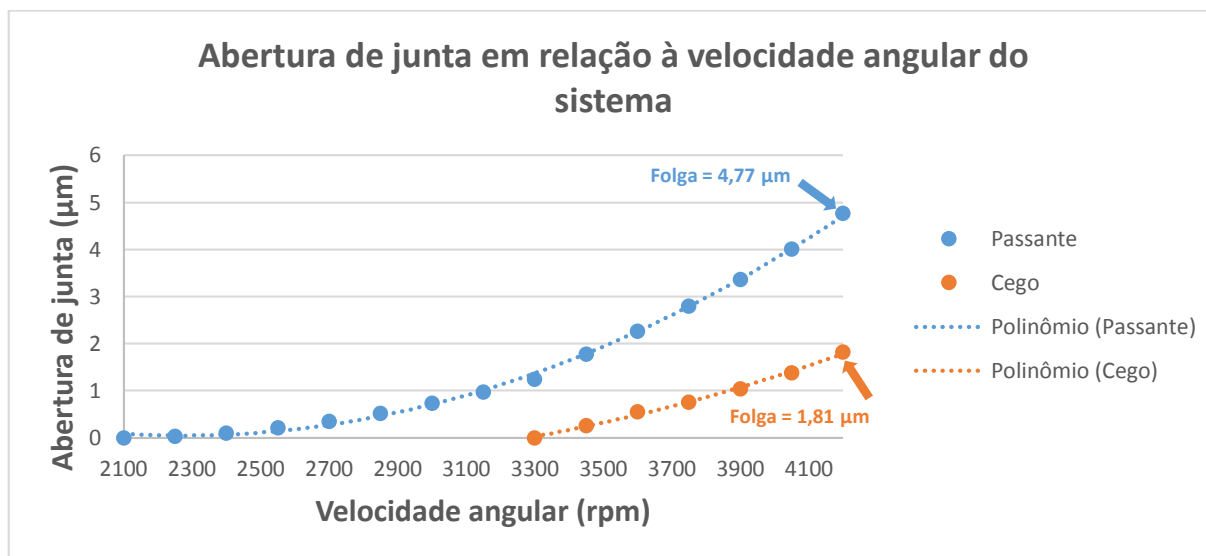
A não influência da folga unilateral sobre as cargas adicionais dos fixadores pode estar relacionada com o local da abertura, como exemplificado na Figura 58. Dessa forma, um estudo paramétrico deve ser realizado, contemplando diferentes tipos de seção transversal de forma a detectar tal fenômeno.

Figura 56 - Carga adicional nos parafusos pela deformação axial dos mesmos durante carga inercial



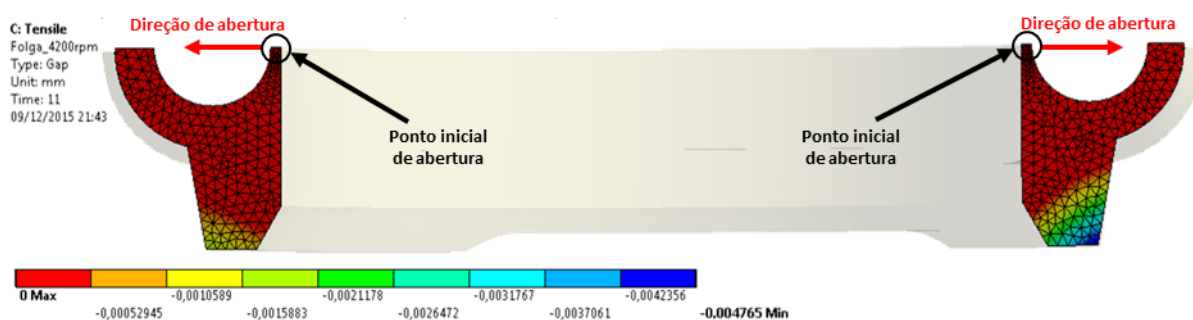
Fonte: Autoria própria

Figura 57 - Folgas nas interfaces e as velocidades angulares nas quais foram encontradas



Fonte: Autoria própria

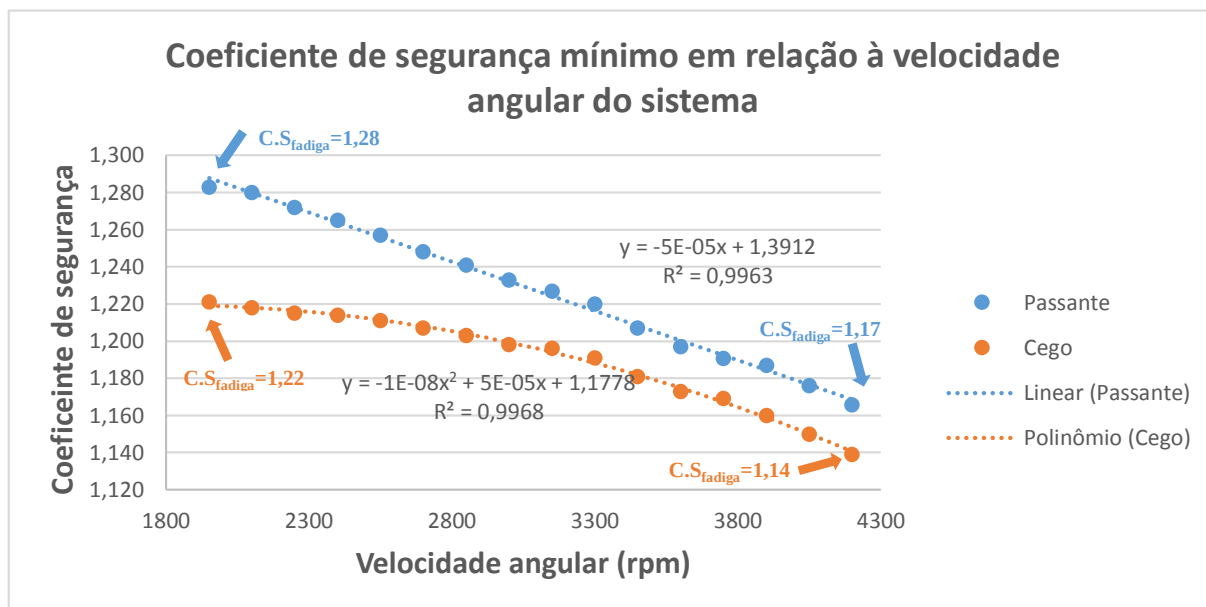
Figura 58 - Folga nas interfaces para 4200 rpm com locais de abertura propícios ao acréscimo de força adicional



Fonte: Autoria própria

Os resultados extraídos pela análise de sensibilidade à fadiga, realizada através do modelo roscado, também demonstraram a influência do momento fletor gerado pelas cargas de inércia sobre o fixador localizado no furo cego. A Figura 59 ilustra as curvas que descrevem a relação entre o coeficiente de segurança mínimo em relação à fadiga de cada fixador e à velocidade angular do mecanismo biela-manivela simulado.

Figura 59 - Coeficiente de segurança mínimo em relação à velocidade angular do sistema



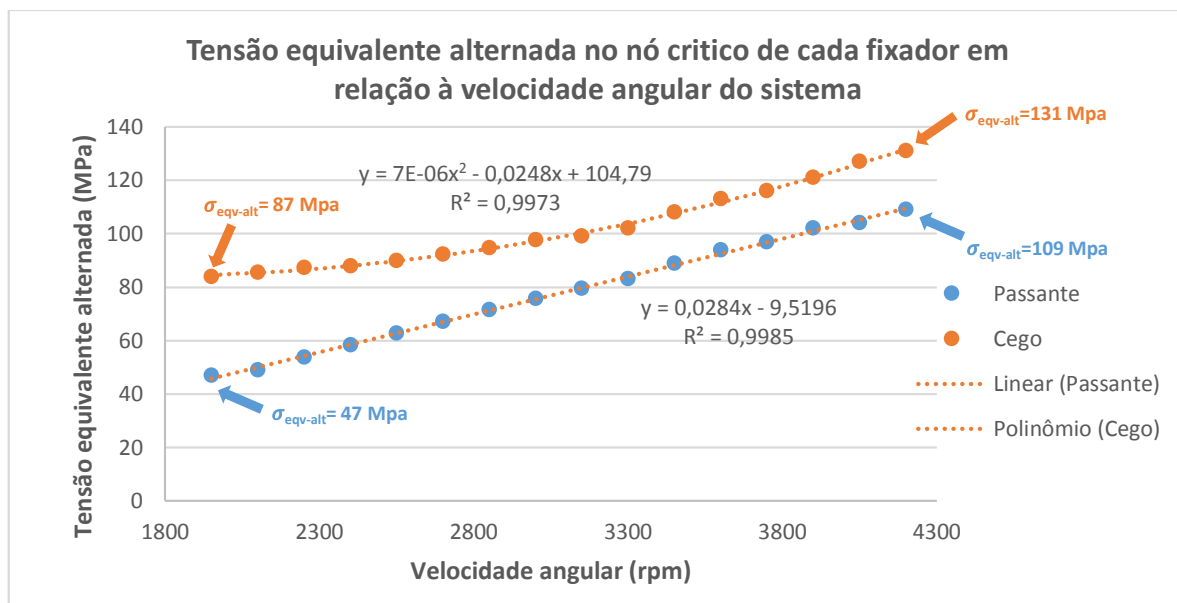
Fonte: Autoria própria

Através das curvas acima observa-se que, para a gama de velocidades avaliadas, o fixador localizado no furo cego é o mais solicitado. A função quadrática que rege seu comportamento demonstra, novamente, a influência crescente do momento fletor gerado pelos carregamentos inerciais. Este comportamento pode ser evidenciado ainda pela relação entre a tensão alternada equivalente no nó crítico e a velocidade angular correspondente, como mostrado na Figura 60.

Em relação às tensões médias, não foram observadas evidências da ação do momento fletor. Constatou-se apenas que as tensões médias equivalentes no parafuso do furo passante eram superiores às obtidas no outro fixador, e que existe uma tendência de redução destes valores com o acréscimo dos carregamentos do mancal, como apresentado na Figura 61.

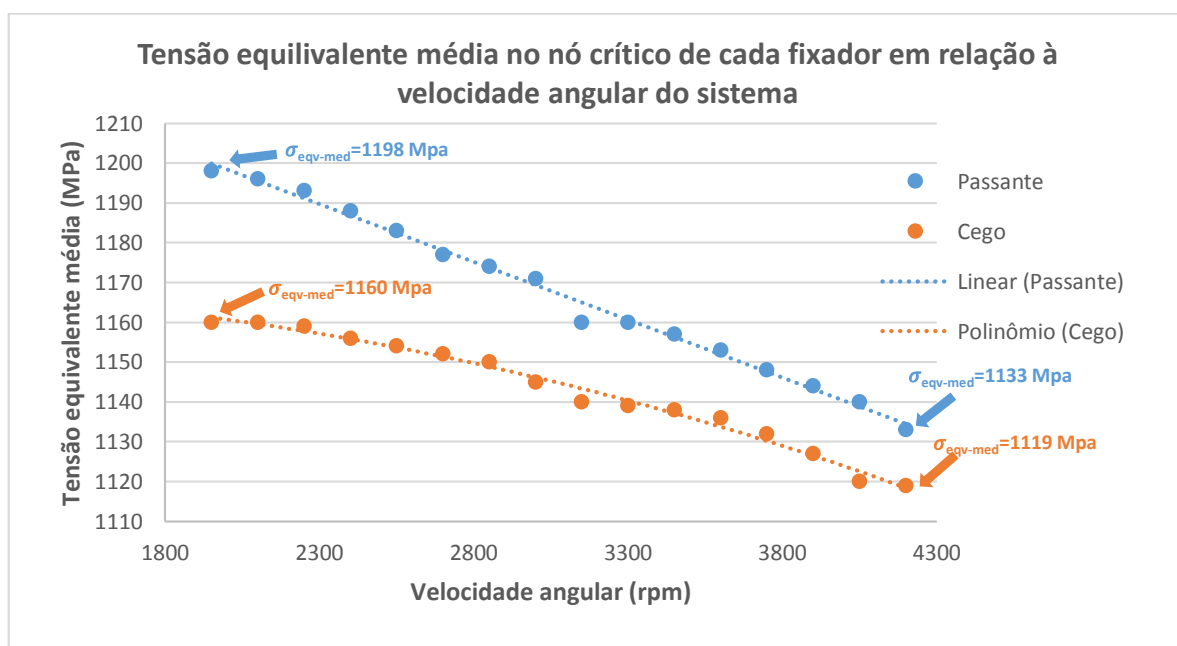
A Figura 62 apresenta o fator de influência de tensões médias em relação à velocidade angular do sistema, parâmetro relacionado com as tensões médias locais e descrito através da expressão 31. Os resultados obtidos demonstraram que tal fator era predominantemente superior no parafuso do furo cego, seguindo a tendência demonstrada pelas tensões médias equivalentes. A variação quadrática acentuada desta variável, demonstrada pelo fixador em questão, pode estar correlacionada com a diferença apresentada entre os valores máximo e mínimo da tensão equivalente média no componente, os quais são superiores aos obtidos no fixador do furo passante.

Figura 60 - Tensão equivalente alternada no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema



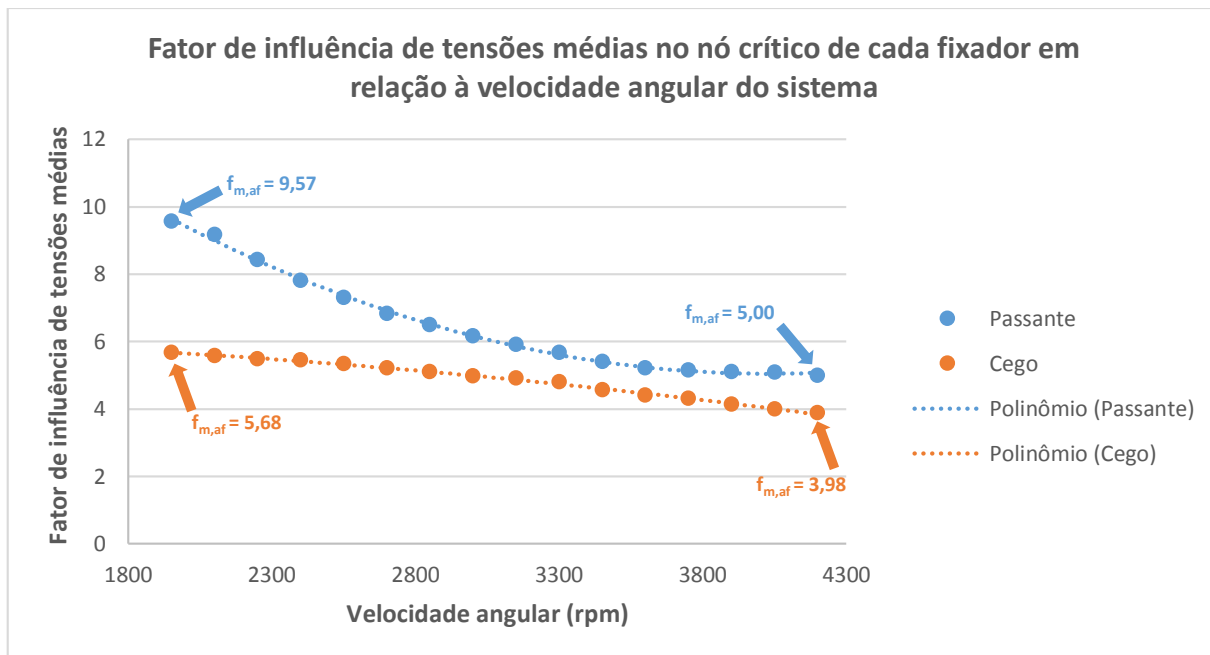
Fonte: Autoria própria

Figura 61 - Tensão equivalente média no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema



Fonte: Autoria própria

Figura 62 - Fator de influência de tensões médias no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema

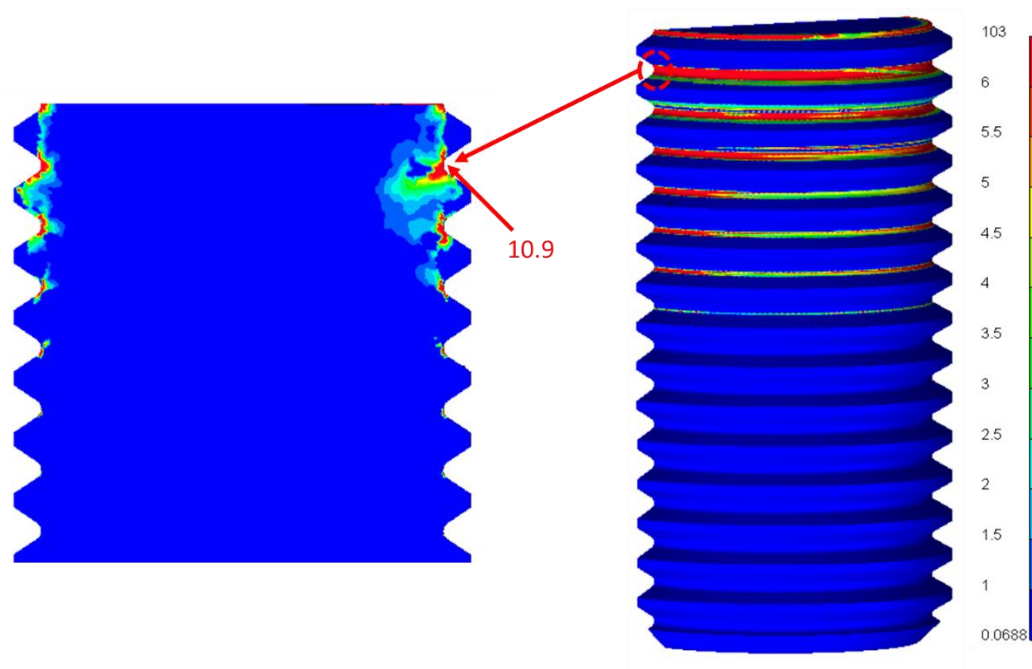


Fonte: Autoria própria

O gradiente de tensão relativo de ambos os fixadores se encontra ilustrado nas Figuras 63 e 64, assim como o valor dessa variável no nó crítico de cada componente. Por meio das ilustrações é possível constatar uma distribuição não uniforme da variável ao longo dos filetes, indicando a solicitação irregular da estrutura. Comparando as figuras, pode-se concluir que a profundidade da zona de influência do gradiente de tensão é maior no fixador localizado no furo cego, assim como o valor desta grandeza no respectivo nó crítico. Tal constatação pode estar relacionada com a flexão do primeiro filete engajado gerada, nesse caso, pelos momentos fletores adicionais gerados pela carga assimétrica do mancal.

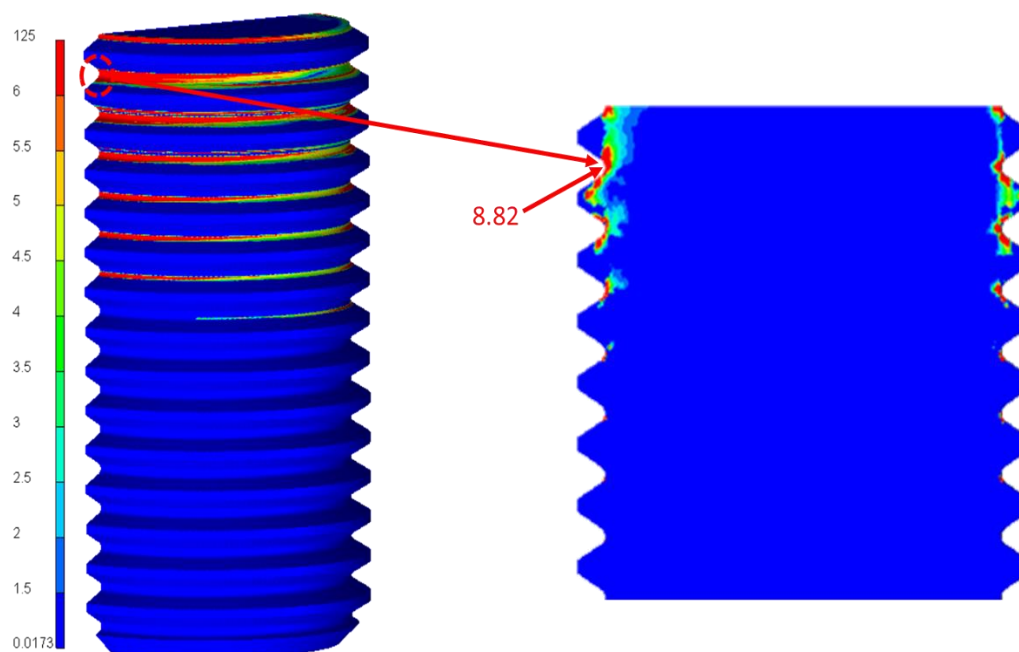
A Figura 65 ilustra a variação do gradiente de tensão relativo em relação às velocidades simuladas e demonstra a mesma tendência identificada nas Figuras 63 e 64 quanto ao valor do gradiente.

Figura 63 - Gradiente de tensão relativo no fixador localizado no furo cego



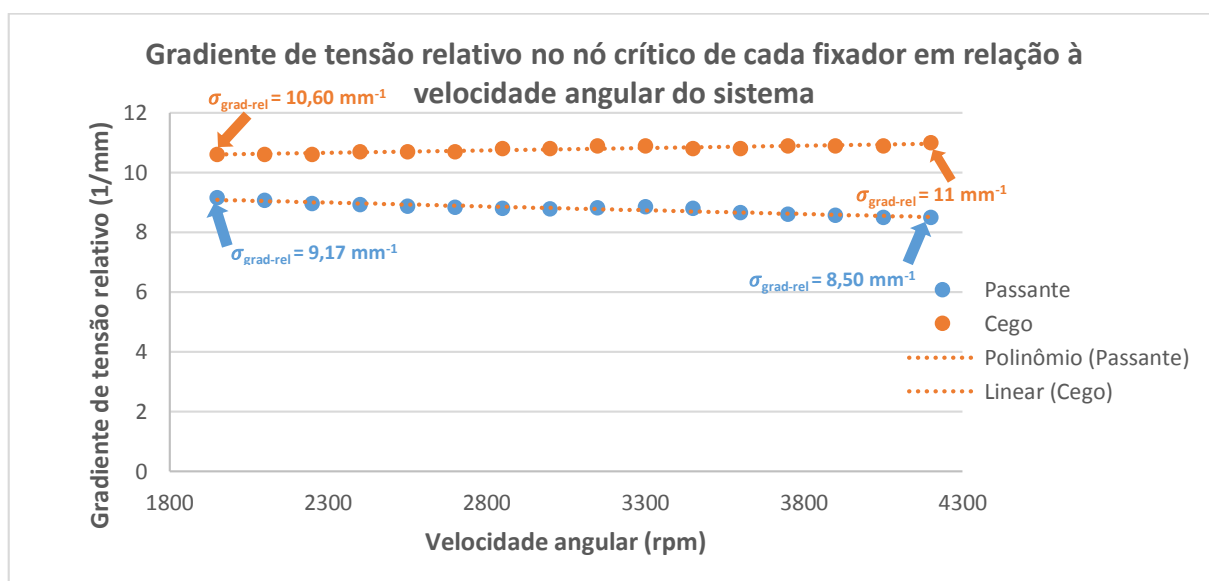
Fonte: Autoria própria

Figura 64 - Gradiente de tensão relativo no fixador localizado no furo passante



Fonte: Autoria própria

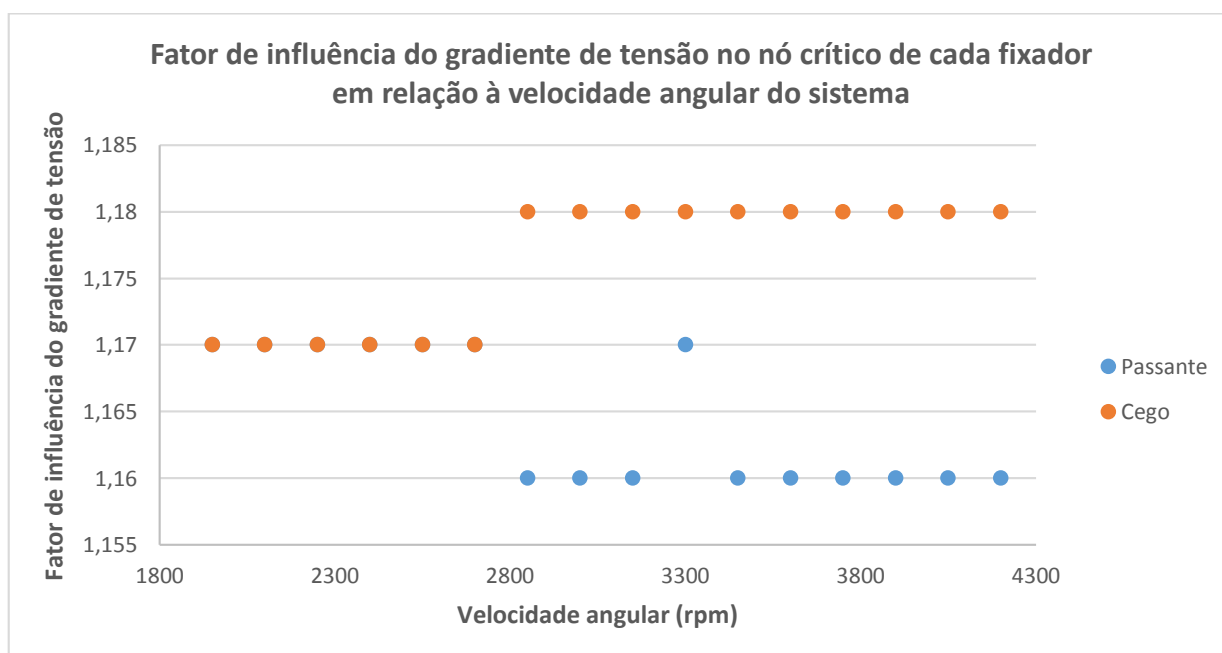
Figura 65 - Gradiente de tensão relativo no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema



Fonte: Autoria própria

A pequena variação entre os valores máximos e mínimos apresentados na curva acima acaba por influenciar o fator de influência do gradiente de tensão, gerando oscilações desprezíveis ao longo do espectro de velocidades analisadas, como demonstrado na Figura 66.

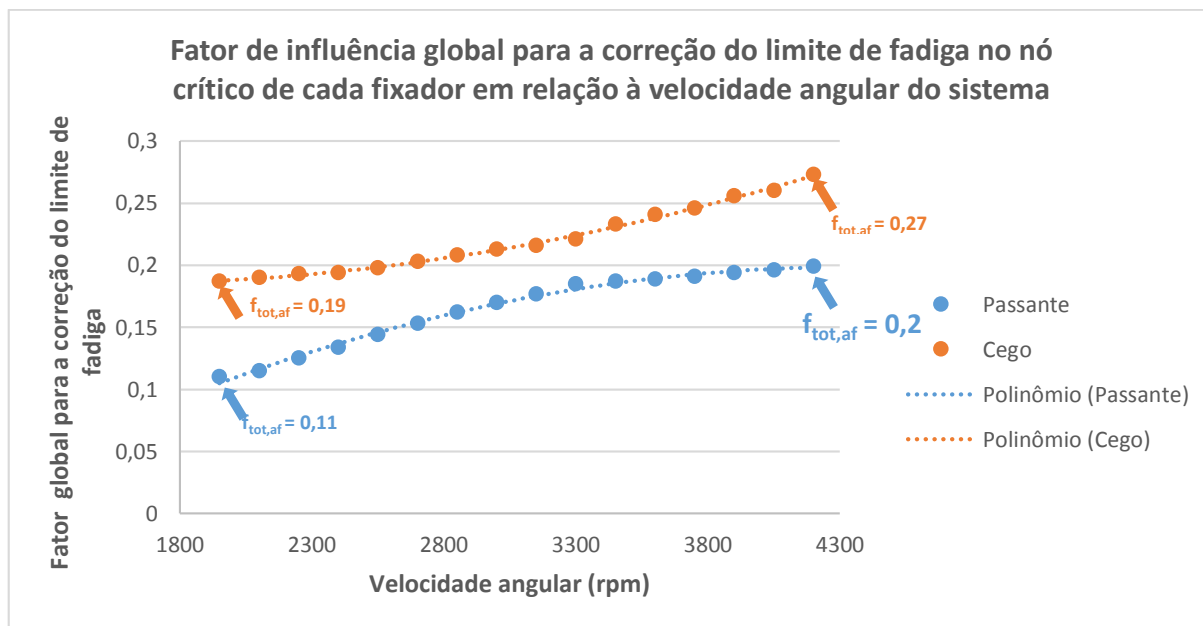
Figura 66 - Fator de influência do gradiente de tensão no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema



Fonte: Autoria própria

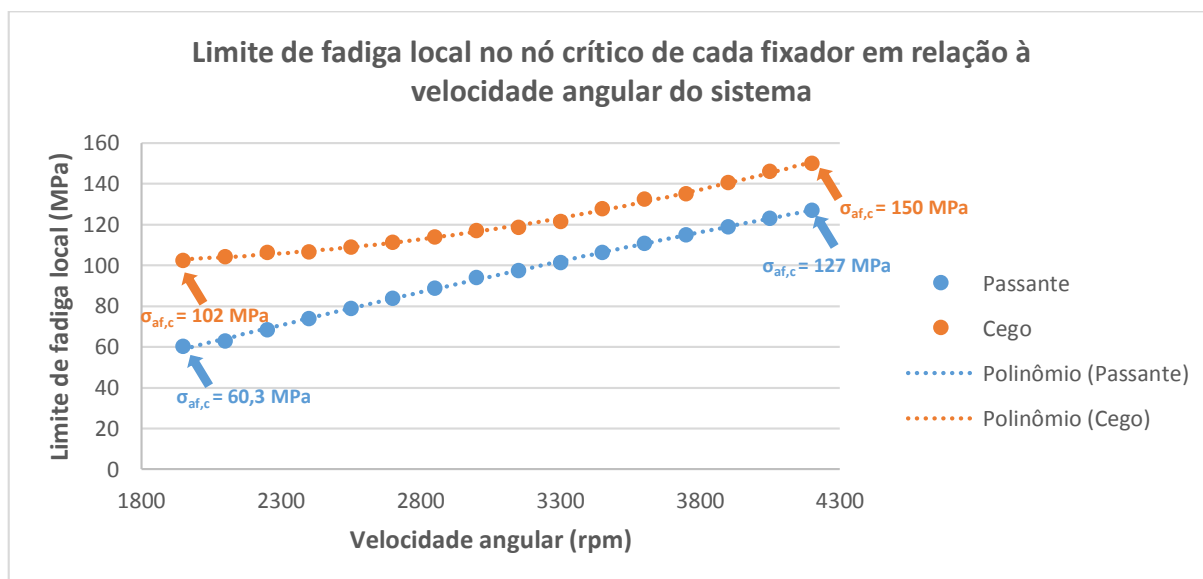
Combinando todos os fatores de influência apresentados ao fator de acabamento superficial que, para o caso estudado foi de 0,862, foi possível extrair o fator de influência global para a correção do limite de fadiga e o limite de fadiga local nos nós críticos de ambos os fixadores, os quais encontram-se nas Figuras 67 e 68, respectivamente.

Figura 67 - Fator de influência global para a correção do limite de fadiga no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema



Fonte: Autoria própria

Figura 68 - Limite de fadiga local no nó crítico de cada fixador em relação à velocidade angular do sistema



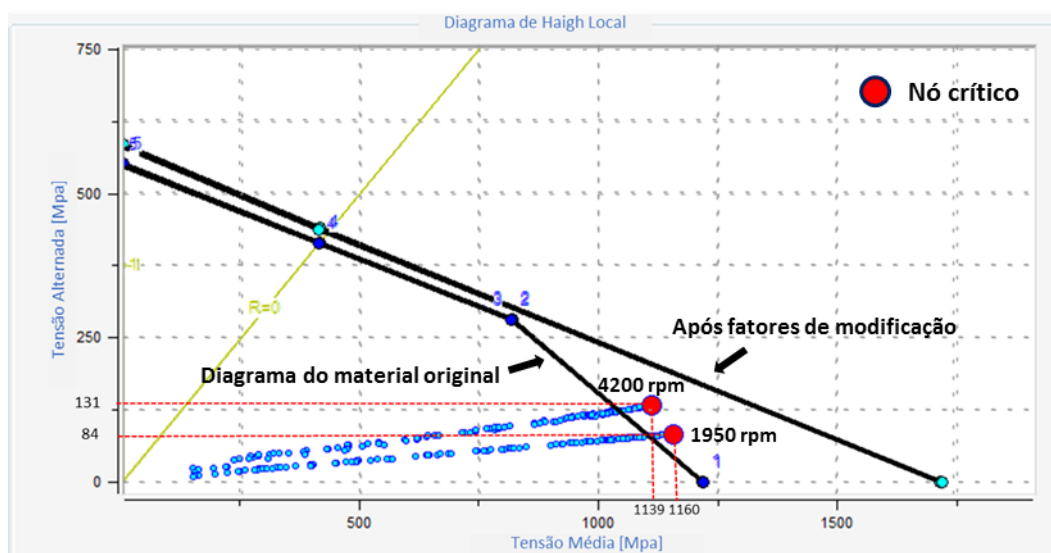
Fonte: Autoria própria

Por meio da Figura 67 constata-se que o valor do fator global para a correção do limite de fadiga apresentado pelo parafuso localizado no furo cego é superior ao obtido no outro componente. Este comportamento é reflexo do fator de influência de tensões médias, que tende a diminuir o valor do fator global, como demonstrado na equação 36.

A Figura 68 sintetiza a influência de todos os fatores de modificação considerados sobre o limite de fadiga do material, demonstrando um suposto aumento desta variável em ambos os fixadores. A hipótese sugerida pela Figura 68 mostra-se irreal quando os diagramas de Haigh dos nós críticos de cada fixador são analisados.

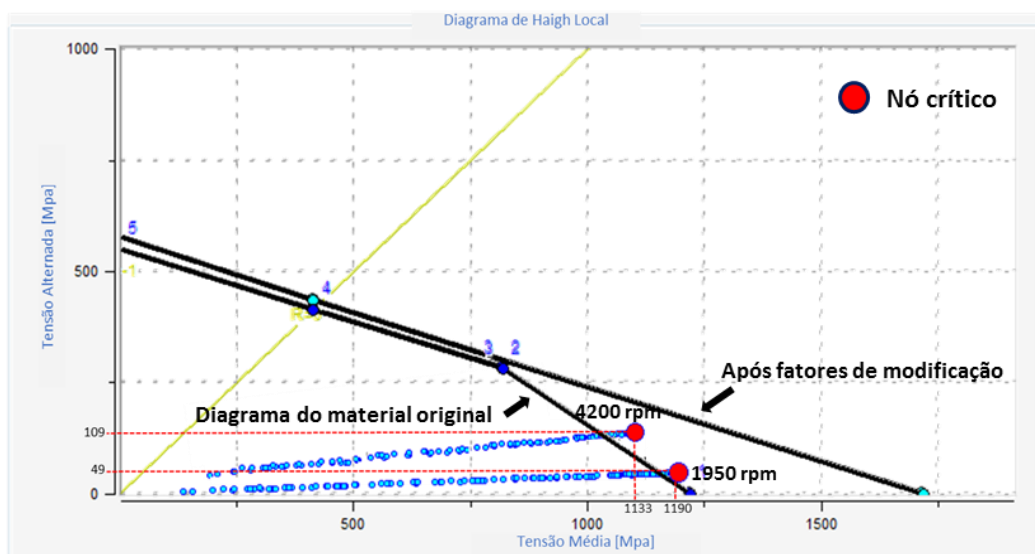
As Figuras 69 e 70 ilustram tais diagramas, sobrepondo as curvas de fadiga obtidas com as condições de 1950 rpm e 4200 rpm para os nós críticos do parafuso localizado no furo cego e no passante, respectivamente. Por meio dessas figuras fica evidente que não houve alterações significativas entre os diagramas de Haigh apresentados, mais especificamente no quadrante cujas tensões médias são positivas. Este fato demonstra que as variações apresentadas pelos fatores de influência estudados e pelas tensões alternada e média ao longo das faixas de rotação não são suficientes para gerar modificações no diagrama local. Nesse caso, as alterações nos limites de fadiga apresentadas na Figura 68 são reflexos das variações nos níveis de tensão média e alternada, como pode ser visualizado nas Figuras 69 e 70.

Figura 69 - Diagrama de Haigh local para o nó crítico do fixador localizado no furo cego nas condições de 1950 rpm e 4200 rpm.



Fonte: Autoria própria

Figura 70 - Diagrama de Haigh local para o nó crítico do fixador localizado no furo passante nas condições de 1950 rpm e 4200 rpm.



Fonte: Autoria própria

A não alteração dos diagramas, segundo os níveis de tensão e fatores de influência apresentados, demonstra que curvas de S-N extraídas de ensaios tipo *staircase* podem e devem ser usadas como variáveis de entrada para simulações de fadiga, uma vez que incorporam de maneira fidedigna as tensões residuais induzidas pelo processo de conformação da rosca e tratamento térmico, como descrito por Horn e Stephens (2006), além do grau de acabamento superficial e a dispersão estatística. Contudo, é importante ater-se ao nível das cargas médias utilizadas nos ensaios, visto que alterações nos níveis de tensões médias possuem maior influência sobre os fatores de modificação do que as carga alternadas absorvidas pelos fixadores, como demonstrado neste trabalho.

Quanto ao coeficiente de segurança calculado para cada parafuso constatou-se que, assim como no modelo híbrido, o parafuso do furo cego demonstrou ser o componente mais solicitado, inclusive em rotações superiores e inferiores à condição de *overspeed* contínuo. Contudo, é importante frisar que tais resultados não devem ser considerados de maneira determinística para o projeto de juntas aparafusadas em bielas, uma vez que os fatores de correção e a própria metodologia utilizada não são capazes de traduzir o fenômeno físico em sua totalidade, como descrito na seção 4.4.

6. CONCLUSÕES

O trabalho apresentado avaliou uma nova abordagem para a análise de juntas aparafusadas em bielas anguladas, através de um modelo numérico simplificado e as ferramentas analíticas disponíveis no roteiro VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003).

Quanto à condição de abertura unilateral, a abordagem proposta foi capaz de prever corretamente as cargas residuais mínimas para a prevenção de abertura, apesar da não coincidência entre os pontos de abertura obtidos pelo modelo de validação e pela metodologia proposta pela VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003).

A avaliação do estado de tensão dos fixadores forneceu resultados importantes no que diz respeito à influência dos momentos fletores atuantes nos parafusos sob o perfil de tensão dos mesmos, sugerindo a inclusão de tais variáveis no modelo híbrido como aprimoramento futuro. Os valores de força adicional obtidos demonstraram que o parafuso localizado no furo passante foi o mais solicitado em todas as abordagens estudadas. Além disso, constatou-se que o fator de carga da junta é influenciado pelo grau de discretização do modelo, e pela consideração de modelos de encruamento (comportamento elasto-plástico).

No que diz respeito à análise de pressão sobre os assentamentos do parafuso, conclui-se que todos os métodos utilizados foram ineficientes. A influência considerável do ângulo de cabeça e o auto nível de discretização demandado dificultam o desenvolvimento de modelos precisos, estáveis e computacionalmente viáveis para a avaliação desse aspecto, sendo esse um tema de grande complexidade para publicações futuras.

Em relação às análises sobre a determinação do comprimento mínimo engajado para a prevenção do cisalhamento, a abordagem analítica disponível no roteiro de cálculo VDI 2230 parte 1 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2003) mostrou-se ineficaz devido à presença de limitações, dentre elas a hipótese de forças cisalhantes uniformemente distribuídas. Nesse caso, um modelo axissimétrico elasto-plástico deve ser utilizado, visto que a relação acuracidade/tempo computacional demonstra ser relevante.

Quanto à avaliação da condição de fadiga, o modelo híbrido demonstrou que o parafuso do furo cego era o fixador crítico, apesar dos níveis inferiores de força alternada absorvida por este componente quando comparado aos do fixador do furo passante. Conclui-se que tal condição está relacionada com o momento fletor atuante sobre os fixadores, sendo superior na junta cujo furo é cego. Os resultados extraídos a partir do modelo de validação demonstraram a mesma tendência. Contudo, os níveis de tensão média e alternada oriundos de cada abordagem apresentaram desvios de até 48%, fato relacionado com a não consideração do fator de

concentração do elemento roscado no modelo numérico-analítico e o estado triaxial de tensões obtido no modelo de validação.

A avaliação da influência do espectro das forças de operação sobre a vida em fadiga do fixador, expôs resultados interessantes, principalmente quanto à influência do estado de tensão dos componentes sobre o limite de fadiga, e sua relação com os fatores de modificação.

Dessa forma, concluiu-se que as variações apresentadas pelos fatores de influência estudados e pelas tensões alternada e média ao longo das faixas de rotação avaliadas não são suficientes para gerar modificações nos diagramas de Haigh local. Nesse caso, as alterações obtidas nos limites de fadiga são reflexos das variações nos níveis de tensão média e alternada, o que habilita o uso de curvas de fadiga extraídas por meio de ensaios laboratoriais como variáveis de entrada nas análises virtuais, uma vez que incorporam de maneira fidedigna todos os fatores de influência advindos do processo de manufatura.

Conclui-se também que, em todos as condições simuladas, o parafuso do furo cego figurou como fixador criticamente solicitado, o que contraria os resultados apresentados por Lima e Silva (2010).

Já as simulações com carregamentos inerciais não demonstraram a ação do fenômeno de abertura unilateral sobre as forças adicionais nos parafusos ao longo do espectro de rotações analisado. Tal fato pode estar relacionada com o local onde o fenômeno de abertura ocorreu: nas bordas das faces de fratura e não no centro com indicado na Figura 58. Apesar disso, tais simulações comprovaram a influência do momento fletor atuante na junta do furo cego sobre a carga adicional daquele fixador, relacionando tal variável com a deformação axial média do parafuso.

A despeito das restrições, a abordagem numérico-analítica desenvolvida demonstra-se atraente, tanto pelo baixo custo computacional associado, quanto por sua precisão, principalmente na determinação da força tensora residual mínima para a prevenção de abertura, importante tópico no projeto de juntas aparafusadas. Por tais qualidades, o modelo híbrido desenvolvido torna-se adequado para processos de otimização multiparamétricos, selecionando *designs* promissores passíveis de posterior avaliação através de modelos refinados.

REFERÊNCIAS

ALKATAN, F. et al. Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. I, n. 43, p. 589-598, 2007.

ANSYS INC. ANSYS Inc. PDF Documentation. **ANSYS Inc. PDF Documentation for Release 15.0**, 2015. Disponível em: <<http://148.204.81.206/Ansys/readme.html>>. Acesso em: 06 Agosto 2015.

BAI, D. **Solving Piston Secondary Motion of Internal Combustion Engines**. Massachusetts Institute of Technology. Massachusetts, p. 5. 2000.

BAI-YAN, H. et al. Crack analysis on the toothed mating surfaces of a diesel engine connecting rod. **Engineering Failure Analysis**, v. I, n. 34, p. 443-450, Setembro 2013.

BAUMEL, A.; SEEGET, T. **Material data for cyclic loading**: Supplemental Volume. Amsterdam: Elsevier Science, 1990.

BERTO, F.; LAZZARIN, P.; RADAJ, D. Fictitious notch rounding concept applied to sharp V-notches: Evaluation of the microstructural support factor for different failure hypotheses Part II: Microstructural support analysis. **Engineering Fracture Mechanics**, n. 76, p. 1151-1175, 2009.

BERTO, F.; LAZZARIN, P.; RADAJ, D. Fictitious notch rounding concept applied to sharp V-notches: evaluation of the microstructural support factor for different failure hypotheses. Part I: Basic stress equations. **Engineering Fracture Mechanics**, n. 75, p. 3060-3072, 2008.

BICKFORD, J. **An introduction to the design and behavior of bolted joints**. 3rd ed. Nova York: Marcel Dekker, 1995.

BRITISH STANDARDS INSTITUTION. **Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures**. Londres: BSI, v. I, 2005.

CASTRO, M. D. S. **Simplified bolt thread modeling on workbench**. 2015 ANSYS Conference and Users Meeting. São Paulo:. 2015. p. 1-20.

CHEN, J.-J.; SHIH, Y.-S. A study of the helical effect on the thread connection by three dimensional finite element analysis. **Nuclear Engineering and Desing**, n. 191, p. 109-116, 1990.

COLLARES, A.; CIOTO, R. Resistência à Fadiga para Parafusos com Rosca Rolada Após o Tratamento Térmico: Parafusos Apertados na Zona Elástica x Parafusos Apertados na Zona Plástica. **SAE Technical Paper**, p. 1-10, 2002.

COPELAND, P.; OLIVER, M. **The Dynamic Tightening of a Bolted Joint**. ANSYS Inc., p. 14. 2006.

DEUTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG. **DIN 267-2: Fasteners; technical delivery conditions; design and dimensional accuracy.**: Deutsches Institut fur Normung, 1984.

DNV - DET NORSKE VERITAS. **Riser Fatigue**. Det Norske Veritas. p. 34. 2010.

ENGINEERING SCIENCES DATA UNIT. **Analysis of pre-tensioned bolted joints subject to tensile (separating) forces**. London: ESDU, v. I, 1985.

FARES, Y. et al. Determining the life cycle of bolts using a local approach and the Dang Van criterion. **Fatigue Fracture Engineering of Materials & Structures**, v. I, n. 29, p. 588–596, 2006.

FENGRUI, L. et al. An analytical joint stiffness model for load transfer analysis in highly torqued multi-bolt composite joints with clearances. **Composite Structures**, n. 131, p. 625–636, 2015.

FINDLEY, W. A theory for the effect og mean stress on fatigue of metal under combined torsion and axial load or bending. **Journal of Engineering for Industry**, n. 81, p. 301-306, 1959.

FORSCHUNGSKURATORIUM MASCHINENBAU. **Analytical strength assessment of components in mechanical engineering**. 5^a. ed.: VDMA, v. I, 2003.

GAIER, C.; DANNBAUER, H. multiaxial fatigue analysis method for ductile, semiductile. **Arabian Journal for Science and Engineering**, n. 33 (1B), p. 224-235, 2008.

GDR STANDARD. **TGL 19340: Dauerfestigkeit der Maschinenbauteile**. Berlin: GDR State Publisher, 1983.

GENERAL DYNAMICS. **Fastener preload indicator**. Air Force Materials Laboratory. p. 45. 1978.

GERMAN INSTITUTE FOR STANDARDIZATION. **Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs**. 1999.

GRAY, P. J.; MCCARTHY, C. T. An analytical model for the prediction of through-thickness stiffness in tension-loaded composite bolted joints. **Composite Structures**, n. 94, p. 2450–2459, 2012.

GRIZA, S. et al. Fatigue in engine connecting rod bolt due to forming laps. **Engineering Failure Analysis**, v. I, n. 16, p. 1542–1548, Outubro 2008.

GROTEWOHL, A. Calculation of a Dynamically and Eccentrically Loaded Bolted Conrod Connection According to VDI 2230. **SAE Technical Paper** , Fevereiro 1975. 1-12.

GUILLOT, J. **Assemblage par Éléments Filetés: Modélisation et Calculs**. Paris: Tech de l'ingénieur, v. I, 1987.

GÜZEL, A. H.; SERHAT, E. **Otomotiv Teknolojileri Kongresi**. Connecting Rod Durability Analyses of a Heavy Duty Diesel Engine.: OTEKON'14. Maio 2014. p. 1-5.

HAGIWARA, M. A Method to Simplify the Strength Design of Bolted Joints - Case of Connecting Rod Bolts. **Experimental Mechanics**, v. I, n. 32, p. 28-32, Março 1984.

HAIDAR, N.; OBEED, S.; JAWAD, M. Mathematical representation of bolted-joint stiffness: A new suggested model. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. I, n. 25, p. 2827-2834, Julho 2011.

HALES, R. et al. A Code of Practice for the determination of cyclic stress-strain data. **Materials at High Temperatures**, n. 19, p. 165-185, 2002.

HARTMANN, G. Potentials and Limitations of Ultrasonic Clamp load Testing. **SAE Technical paper**, p. 1-6, 2007.

HERTZ, H. Über die Berührung fester elastischer Körper. **Journal für die reine und angewandte Mathematik**, v. I, n. 92, p. 156-171, 1881.

HORN, N.; STEPHENS, R. Influence of Cold Rolling Threads Before or After Heat Treatment on High Strength Bolts for Different Fatigue Preload Conditions. **Journal of ASTM International** , v. III, n. 1, p. 95-115, 2006.

HUCK, M.; THRAINER, L.; SCHUTZ, W. **Berechnung von Wohlerlinien für Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Grauguss - Synthetische Wohlerlinien**. Verein Deutscher Eisenhüttenleute. Dusseldorf, p. 58. 1983. (ABF 11).

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Metallic materials - Fatigue testing - Statistical planning**.: BSI, v. I, 2003.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 6892-1**: Metallic materials -- Tensile testing -- Part 1: Method of test at room temperature., 2009.

KLOSS, K.; THOMALA, W. Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. **Verbindungstechnik**, n. 11, p. 31-37, 1979.

LIMA E SILVA, R. Diesel engine connecting rod bolted joint opening analysis with analytic and finite element models. **SAE Technical Paper**, 10 Junho 2010. 1-22.

LEE, Y.-L.; BARKEY, M.; KANG, H.-T. **Metal Fatigue Analysis Handbook**. 2ª. ed.: Butterworth-Heinemann, v. I, 2011.

LEMAITRE, J.; CHABOCHE, J.-L. **Mechanics of solid materials**. 2ª. ed.: Cambridge University Press, 1994.

MAGNA POWERTRAIN. **FEMFAT 4.8 - Basic Theory Manual**.: Magna Powertrain, v. I, 2010.

MASING, G. **Eigenspannungen and Verfestigung beim Messing**. Proceedings of the 2nd international congress for applied mechanics. Zurich: 5 . 1926. p. 332-335.

MECHANICALC. **mechanicalc.com**, 2015. Disponível em: <http://mechanicalc.com/static/img/Bolt/Theory/grip-pressure-cone-01.png>. Acesso em: 16 Setembro 2015.

MOLSKY, K.; GLINKA, G. A method of elastic-plastic stress and strain calculation at a notch root. **Materials Science and Engineering**, n. 50, p. 93-100, 1981.

MONTAZERSADHD, F. H.; FATEMI, A. **Stress Analysis and Optimization of Crankshafts Subject to Dynamic Loading**. Universidade de Toledo. Toledo, p. 185. 2007.

MOREL, F.; MOREL, A.; NADOT, Y. Comparison between defects and micro-notches in multiaxial fatigue – The size effect and the gradient effect. **International Journal of Fatigue**, 2009. 263-275.

MORROW, J. Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals. **Internal Friction, Dampingm dan Cyclic Plasticity**, n. 35, p. 45-86, 1965.

MUKRAS, S. et al. Modeling a Slider-Crank Mechanism With Joint Wear. **SAE Technical Paper**, 2009. 1-11.

NEUBER, H. Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatical Bodies with Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law. **Journal of Applied Mechanic**, Nova York, v. I, n. 28, p. 544-550, 1961.

NORTON, R. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Intregada**. 4^a. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

NOVOSELAC, S. et al. Fatigue of Shaft Flange Bolted Joints Under Preload Force and Dynamic Response. **FME Transactions**, Agosto 2014. 269-276.

OLYAEI, A. A.; GHAZAVI, M. R. Stabilizing slider-crank mechanism with clearance joints. **Mechanism and Machine Theory**, v. I, n. 53, p. 17-29, Fevereiro 2012.

PANIC, D.; BEIER, T. H.; VORMWALD, M. Damage assessment of threaded connections based on an advanced material model and local concepts. **Procedia Engineering**, v. I, n. 74, p. 119-128, Junho 2014.

PAPADOPOULOS, I. Critical plane approaches in high-cycle fatigue: on the definition of the amplitude and mean value of the shear stress acting on the critical plane. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 269-285, n. 21, 1998.

PEDERSEN, N. L.; PEDERSEN, P. On prestress stiffness analysis of bolt-plate contact assemblies. **Arch Appl Mech**, v. I, n. 78, p. 75-88, 2008.

PEDERSEN, N. L.; PEDERSEN, P. Stiffness analysis and improvement of bolt-plate contact assemblies. **Mechanics Based Design of Structures and Machines**, n. 36, p. 47-66, 2008.

PYRAGAS, K. Continuous control of chaos by self-controlling feedback. **Physics Letters A**, [S.I.], v. I, n. 170, p. 1992, Setembro 1992.

RAMBER, W.; OSGOOD, W. **Description of stress-strain curves by three parameters**. National Advisory Committee For Aeronautics. p. 15. 1943.

RASMUSSEN, J. et al. Bolted joints. a two body contact problem with friction. **Euromech Colloquium**, v. I, n. 110, p. 115-120, 1978.

REDDY, J. N. **Mechanics of laminated composite plates and shells: theory and analysis**. 2^a. ed.: CRC Press, 2003.

SCHNEIDER, W. Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. **Materialprüfung**, n. 38, p. 494-498, 1996.

SEEGER, T.; HEULER, P. Generalized application of Neuber's rule. **Journal of Testing and Evaluation**, n. 8, p. 199-204, 1980.

SEIBEL, E.; BUSSMANN, K. Das Kerbproblem bei schwingender Beanspruchung. **Technick**, n. 3, p. 249-252, 1948.

SEIBEL, E.; MEUTH, H. Die Wirkung von Kerben bei schwingender Beanspruchung. **VDI Journal**, n. 91, p. 319-323, 1949.

SHIGLEY, J. E.; MISCHE, C. R. **Mechanical Engineering Design**. 8^a. ed. Nova York: McGraw-Hill, 2006.

SIEBEL, E.; STEILER, M. Dissimilar stress distributions and cyclic loading. **VDI-Zeitschrift**, n. 97, p. 121-131, 1955.

SMITH, N.; WATSON, P.; TOPPER, T. A Stress-Strain Function for the Fatigue of Materials. **International Journal of fatigue**, 1970. 767-778.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B1.21M - Metric Screw Threads: MJ Profile**. 2^a. ed. Nova York: The American Society of Mechanical Engineers, 1997.

TIMOSHENKO, S. **Strength of Materials: Part 1 - Elementary Theory and Problems**. 3^a. ed. Nova York: D. Van Nostrad Company, Inc., v. I, 1955.

VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE. **VDI 2230 part 1- Systematic Calculation of High Duty Bolted Joints:** Joints with one Cylindrical Bolt. Düsseldorf: VDI-Handbuch Konstruktion, v. I, 2003.

VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE. **VDI 2230 part 2 - Systematic Calculation of Highly Stressed Bolted Joints:** Multi Bolted Joints. Düsseldorf: VDI-Handbuch Konstruktion, v. I, 2014.

WARREB, Y.; BUDINAS, R. **Strain, Roark's Formulas for Stress and Strain.** 7^a. ed.: McGraw-Hill, v. I, 2002.

WEBER, B. et al. Improvements of multiaxial fatigue criteria computation for a strong reduction of calculation duration. **Computational Materials Science**, n. 15, p. 381-399, 1999.

WEIBULL, W. A statistical representation of fatigue failures in solids. **Transactions of the royal institute of technology**, Stockholm, n. 27, p. 123-147, 1949.

WILEMAN, J.; CHOUDHURY, M.; GREEN, I. Computation of member stiffness in bolted connections. **Journal of Mechanical Design**, n. 113, p. 432-437, 1991.

WILLIAMS, J. et al. Analysis of externally loaded bolted joints: Analytical, computational and experimental study. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. I, n. 89, p. 420-427, 2009.

ZHENPENG, H. et al. NVH and reliability analyses of the engine with different interaction models between the crankshaft and bearing. **Applied Acoustics**, v. I, n. 101, p. 185-200, Julho 2015.