

UNESP  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

ERICK SIQUEIRA GUIDI

**INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS CONSTRUTIVOS E
OPERACIONAIS NA VIDA EM FADIGA DE UNIÕES
APARAFUSADAS EM TRAÇÃO**

GUARATINGUETÁ
2013

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2013

TD 2013	SIQUEIRA GUIDI, Erick
------------	-----------------------

ERICK SIQUEIRA GUIDI

**INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS CONSTRUTIVOS E
OPERACIONAIS NA VIDA EM FADIGA DE UNIÕES
APARAFUSADAS EM TRAÇÃO**

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia
do Campus de Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista para obtenção do título de
Doutor em Engenharia Mecânica na área de
Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá
2013

G947i	Guidi, Erick Siqueira Influência de parâmetros construtivos e operacionais na vida em fadiga de uniões aparafusadas em tração / Erick Siqueira Guidi.- Guaratinguetá : [s.n.], 2013 110 f.: il. Bibliografia: f. 104-106 Tese (Doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013 Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva 1. Fadiga 2. Métodos elementos finitos I. Título CDU 620.178.3
-------	---

ERICK SIQUEIRA GUIDI

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA"

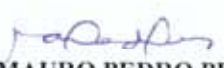
PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

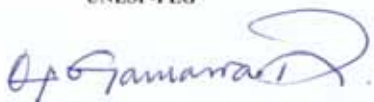
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Cocchieri Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador / UNESP-FEG


Prof. Dr. MAURO PEDRO PERES
UNESP-FEG


Prof. Dr. VÍCTOR ORLANDO GAMARRA ROSADO
UNESP-FEG


Prof. Dr. CECÍLIA AMÉLIA DE CARVALHO ZAVAGLIA
UNICAMP


Prof. Dr. LEONARDO KYO KABAYAMA
UNIFEI

Agosto de 2013

DADOS CURRICULARES

ERICK SIQUEIRA GUIDI

NASCIMENTO	20.01.1983 – APARECIDA / SP
FILIAÇÃO	Luiz Fernando Guidi Maria Elizabeth Siqueira Guidi
1998/2001	Curso Técnico em Mecânica Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá – UNESP
2001/2006	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.
2007/2009	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.
2009/2013	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Doutorado, na Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.

Dedicatória

de modo especial, aos meus pais, Luiz Fernando e Maria Elizabeth,
e ao meu irmão, Eliandro, pelo incentivo, apoio e compreensão.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, por todas as dádivas que Ele me proporcionou,
Aos meus pais, Luiz Fernando e Maria Elizabeth, e ao meu irmão, Eliandro, que sempre me incentivaram em meus estudos,
Ao meu orientador, Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva, pela confiança, incentivo, auxílio e compreensão desde o início do desenvolvimento deste projeto,
A CAPES, pela concessão de uma bolsa de estudos,
Ao CNPq, pela concessão de uma bolsa de estudos,
A FAPESP, pela concessão de auxílio,
A minha namorada, Elisa pelo apoio e compreensão,
Ao técnico Manoel Francisco dos Santos Filho, pela ajuda nos ensaios mecânicos,
Aos técnicos da oficina mecânica e dos laboratórios pela ajuda nos ensaios,
Às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá, pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar,

GUIDI, E. S. **Influência de Parâmetros Construtivos e Operacionais na Vida em Fadiga de Uniãoes Aparafusadas em Tração**. 2013. 110f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

A utilização de parafusos na união de elementos de estruturas e equipamentos mecânicos é amplamente utilizada devido a sua versatilidade, possibilidade de desmontagem e seu baixo custo. As falhas por fadiga merecem atenção especial, pois é o principal método de falha dos parafusos utilizados em uniões de componentes. A vida em fadiga de uma junta aparafusada possui a influência de diversos fatores construtivos e operacionais. Neste estudo foram analisados alguns destes fatores, como diferença na rigidez dos parafusos com rosca parcial e total, e sua influência no fator de junta e na vida em fadiga da união. Outra variável estudada é o material das arruelas, que quando são incompatíveis com o material do parafuso ocasionam uma drástica redução na vida em fadiga da junta. A pré-carga resultante do torque de montagem associada com a carga externa alternada também possui grande influência sobre a vida em fadiga das uniões, sendo a redução da vida mais significativa quando a carga externa máxima é superior a 85% da pré-carga. Neste trabalho também foram desenvolvidos dois arquivos de simulação das juntas, utilizando o método dos elementos finitos por meio do software *ANSYS Workbench*, sendo uma simulação contendo as placas da junta e um parafuso simplificado, com o objetivo de calcular a carga residual de compressão entre as placas após a aplicação da pré-carga e carga externa máxima. Esta carga residual foi utilizada nas condições de contorno do modelo da segunda simulação. O segundo arquivo de simulação contém os parafusos, porcas e arruelas com medidas reais, sendo o objetivo obter a vida em fadiga destes parafusos. As simulações numéricas foram validadas por meio de ensaios mecânicos.

PALAVRAS-CHAVE: Juntas aparafusadas, Fadiga, Método dos elementos finitos.

GUIDI, E. S. Influence of Constructional and Operational Parameters on Fatigue Life of Bolted Joints in Tensile. 2013. 110f. Thesis (Doctorate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

The use of bolts in the union of elements of structures and mechanical equipment is very used due to its versatility, possibility of disassembly and low cost. The fatigue failures given particular attention because it is the principal method of failure of the bolts used in unions of components. The fatigue life of a bolted joint has the influence of various factors constructive and operational. This study analyzed some of these factors, such as the difference in stiffness of the fully and partially threaded bolts, and its influence on joint stiffness factor and fatigue life of the joint. Another variable studied is the material of washers that when are incompatible with the bolt material cause a drastic reduction in fatigue life of the joint. The preload resulting of the tightening torque combined with the alternating external load also has great influence on the fatigue life of the joints, the reduction of fatigue life is most significant when the maximum external load is higher than 85% of the preload. In this work were also developed two simulation models of the joints using the finite element method using the ANSYS Workbench software, and one simulation containing plates of joint and a simplified bolt, in order to calculate the residual load compression between the plates after applying the preload and maximum external load. The residual load will be used in the boundary conditions of the model of the second simulation. The second simulation model contains bolts, nuts and washers with actual measurements, the objective being to obtain the fatigue life of these bolts. The numerical simulations were validated with mechanical tests.

KEYWORDS: Bolted joints, Fatigue, Finite element method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Junta aparafusada em tração.....	25
Figura 2 – Parafuso comprimindo um cilindro ao qual cargas externas são aplicadas.	26
Figura 3 – a)Região de compressão do cone de pressão para um ângulo fixo; b)Esquematização do cone de pressão	27
Figura 4 – Representação de uma união aparafusada com uma mola representando as placas, a) sem carregamento; b) aplicação da carga externa e inserção do bloco; c) parafuso com pré-carga de 10 kN; d) aplicação de carga externa de 9 kN; e) aplicação de carga externa de 11 kN.	30
Figura 5 – Diagrama de alongamento do parafuso e deformação das placas da junta, nas situações: a) conservadora; b) inaceitável; c) ideal.	31
Figura 6 – Possibilidades baseadas nas relações da $\sigma_{m\acute{a}x}$ e S_y , a) sem escoamento; b) escoamento no primeiro ciclo; c) escoamento alternado; d) com k_{fm} em função da tensão máxima $\sigma_{m\acute{a}xnom}$	36
Figura 7 – Diagrama de Goodman modificado.	36
Figura 8 – Máquina de ensaios INSTRON, modelo 8801.....	38
Figura 9 – Cdp's, a) preparados para ensaio; b) Cdp na máquina de ensaios	39
Figura 10 – Gráfico de Tensão versus Deformação do material aço grau 8.8	40
Figura 11 – Curva S x N do material aço grau 8.8	41
Figura 12 – Parafusos retificados para medição	41
Figura 13 – Montagem do parafuso.....	42
Figura 14 – Gráfico de Força x Deslocamento para os parafusos M6 x 1,00 mm com rosca total.	43
Figura 15 – Gráfico de Força x Deslocamento para os parafusos M6 x 1,00 mm com rosca parcial	44
Figura 16 – Dispositivo de fadiga utilizado.....	44
Figura 17 – Marcação das arruelas para medição.....	45
Figura 18 – Escolha do tipo de análise a ser realizada	47
Figura 19 – Escolha dos materiais utilizados	48
Figura 20 – Inserção das propriedades mecânicas dos materiais utilizados.....	48

Figura 21 – Modelagem geométrica da junta aparafusada.	49
Figura 22 – Inicialização da opção de modelamento	50
Figura 23 – Correlação entre a geometria das placas e o aço SAE 1045	50
Figura 24 – Correlação entre a geometria do parafuso e o aço grau 8.8	51
Figura 25 – Seleção do contato entre um anel da placa superior com a mesma.	52
Figura 26 – Seleção do contato entre a placa inferior e superior.	52
Figura 27 – Placas com seus respectivos anéis.	53
Figura 28 – Tamanho dos elementos utilizados	54
Figura 29 – Seleção dos componentes da geometria para aplicação do método <i>MultiZone</i>	55
Figura 30 – Seleção do método escolhido: <i>MultiZone</i>	55
Figura 31 – Malha dos elementos finitos gerada.	56
Figura 32 – a) Seleção da opção de pré-carregamento em parafusos (“ <i>Bolt Pretension</i> ”); b) Ciclo de carregamento	57
Figura 33 – Seleção da geometria submetida ao pré-carregamento	58
Figura 34 – Dados do carregamento externo para cada <i>step</i>	58
Figura 35 – Aplicação da força externa.	59
Figura 36 – Aplicação das restrições de movimento na direção y	59
Figura 37 – Seleção da opção “ <i>Probe</i> ”	60
Figura 38 – Seleção da área da força de reação.	60
Figura 39 – Dados referentes ao escoamento e região plástica do material aço grau 8.8.	61
Figura 40 – Dados referente a vida em fadiga do material aço grau 8.8.	62
Figura 41 – Importação de figura externa para o ANSYS Workbench.	63
Figura 42 – Geometria do modelo com parafuso M6 x 1,00 mm com rosca parcial	63
Figura 43 – Geometria do modelo com parafuso M6 x 1,00 mm com rosca total	64
Figura 44 – Área selecionada do contato entre parafuso e porca do modelo com rosca parcial, com destaque para área selecionada do parafuso (em vermelho).	65
Figura 45 – Área selecionada do contato entre parafuso e porca do modelo com rosca total, com destaque para área selecionada da porca (em azul)	65
Figura 46 – Malha gerada do modelo do parafuso com rosca parcial	66
Figura 47 – Malha gerada do modelo do parafuso com rosca total.	66
Figura 48 – Condições de contorno do modelo utilizando parafuso com rosca parcial	67

Figura 49 – Condições de contorno do modelo utilizando parafuso com rosca total.....	67
Figura 50 – Condições de processamento da simulação.	68
Figura 51 – Seleção dos itens da solução do modelo	69
Figura 52 – Parâmetros utilizados na análise de fadiga dos parafusos.....	69
Figura 53 – Curvas do carregamento e do critério de falha utilizados	70
Figura 54 – Diagrama de vida em fadiga do parafuso com rosca total	72
Figura 55 – Diagrama de vida em fadiga do parafuso com rosca parcial	73
Figura 56 – Diagrama de tensão alternada versus força externa para o parafuso com rosca total.	73
Figura 57 – Diagrama de tensão alternada versus força externa para o parafuso com rosca parcial	74
Figura 58 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga para o parafuso com rosca total.....	75
Figura 59 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga para o parafuso com rosca parcial.....	75
Figura 60 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca total.	76
Figura 61 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca parcial.	76
Figura 62 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca total com curva teórica corrigida.	78
Figura 63 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca parcial com curva teórica corrigida	78
Figura 64 – Força de reação a) força de reação 1; b) força de reação 2.	79
Figura 65 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 7,8 kN	81
Figura 66 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 8,0 kN	81
Figura 67 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 8,5 kN	81
Figura 68 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 9,0 kN	82
Figura 69 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 9,5 kN	82
Figura 70 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 10,0 kN	82
Figura 71 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 7,0 kN.....	83
Figura 72 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 7,4 kN.....	83

Figura 73 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 8,0 kN.....	83
Figura 74 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 8,8 kN.....	84
Figura 75 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 9,2 kN.....	84
Figura 76 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 7,8 kN.....	84
Figura 77 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 8,0 kN.....	85
Figura 78 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 8,5 kN.....	85
Figura 79 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 9,0 kN.....	85
Figura 80 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 9,5 kN.....	86
Figura 81 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 10,0 kN.....	86
Figura 82 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 7,0 kN.	86
Figura 83 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 7,4 kN.	87
Figura 84 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 8,0 kN.	87
Figura 85 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 8,8 kN.	87
Figura 86 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 9,2 kN.	88
Figura 87 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca total com curva simulada.	88
Figura 88 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca parcial com curva simulada.....	89
Figura 89 – Diagrama de tensão alternada versus vida em fadiga do parafuso com rosca total com curva simulada.....	89
Figura 90 – Diagrama de tensão alternada versus vida em fadiga do parafuso com rosca parcial com curva simulada.....	90
Figura 91 – Arruelas deformadas após ensaio com carregamento cíclico a) aço carbono; b) aço inox 304.....	96
Figura 92 – Vida em fadiga do parafuso do conjunto com aço inox 304.....	97
Figura 93 – Vida em fadiga do parafuso do conjunto com aço carbono.	97
Figura 94 – Influência do torque de aperto na vida em fadiga para 70% da carga de prova	99
Figura 95 – Influência do torque de aperto na vida em fadiga para 80% da carga de prova	99
Figura 96 – Influência do torque de aperto na vida em fadiga para 90% da carga de prova	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes da equação de Wileman.	29
Tabela 2 – Fator de concentração de tensões à fadiga para o parafuso k_f	35
Tabela 3 – Dados dos ensaios do parafuso M6 x 1,00 mm com rosca total utilizando o torquímetro	42
Tabela 4 – Dados dos ensaios do parafuso M6 x 1,00 mm com rosca parcial utilizando o torquímetro	43
Tabela 5 – Propriedades mecânicas e dimensões utilizadas no cálculo da curva de vida em fadiga teórica	72
Tabela 6 – Propriedades mecânicas obtidas nos ensaios e dimensões utilizadas no cálculo da curva de vida em fadiga teórica.....	77
Tabela 7 – Fatores de junta “C”	77
Tabela 8 – Dados da simulação da junta do parafuso com rosca total.	80
Tabela 9 – Dados da simulação da junta do parafuso com rosca parcial.	80
Tabela 10 – Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço carbono antes e após aplicação do torque de montagem.	91
Tabela 11 – Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço inox 304 antes e após aplicação do torque de montagem.	92
Tabela 12 – Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço carbono antes e após aplicação da carga cíclica.	93
Tabela 13 – Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço inox 304 antes e após aplicação da carga cíclica.....	94
Tabela 14 – Resumo com valores médios de deformação ocorridos nas arruelas de aço carbono e inox 304 nos ensaios estáticos e dinâmico.	95
Tabela 15 – Resultados dos ensaios de variação de torque de aperto	98

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Coeficiente (Tabela 1)
a	Constante calculada
A_b	Área da seção transversal lisa do parafuso
A_c	Área do elemento do cone
A_p	Área resistente do parafuso
A_t	Área da seção transversal sujeita a tensão de tração do parafuso
A_t	Área resistente à tração
b	Coeficiente (Tabela1)
b_l	Constante calculada
C	Fator de junta
D	Diâmetro externo da arruela
d	Diâmetro nominal do parafuso
d_c	Diâmetro médio do colar
D_{ef}	Diâmetro efetivo da área sujeitada da junta
D_{ef1}	Diâmetro efetivo da área sujeitada do material 1
D_{ef2}	Diâmetro efetivo da área sujeitada do material 2
d_p	Diâmetro primitivo
d_w	Diâmetro da face da arruela
dx	Variação de um elemento do cone de espessura
$d\delta$	Variação de um elemento de deflexão
E	Módulo de elasticidade
E_1	Módulo de elasticidade do material 1
E_2	Módulo de elasticidade do material 2
E_b	Módulo de elasticidade do material do parafuso
E_m	Módulo de elasticidade do material das placas da junta
F	Força externa
F_{alt}	Força alternada
F_b	Forças resultantes da aplicação da pré-carga F_i e da carga externa estática P , atuante no parafuso

F_i	Força inicial (pré-carga)
F_m	Forças resultantes da aplicação da pré-carga F_i e da carga externa estática P , atuante nas placas da junta
$F_{m\acute{a}x}$	Força máxima atuante
$F_{m\acute{i}n}$	Força mínima atuante
k	Constante elástica da mola
k_b	Rigidez do parafuso
k_f	Fator de concentração de tensões à fadiga para o parafuso
k_{fm}	Fator de concentração de tensões para tensões médias
k_i	Coeficiente de torque
k_m	Rigidez das placas da junta
l	Espessura da junta (zona sujeitada)
l_1	Espessura da placa da junta do material 1
l_2	Espessura da placa da junta do material 2
l_i	Comprimento sujeitado
l_t	Comprimento da parte roscada do parafuso carregada axialmente na zona sujeitada l
N	Número de ciclos
N_f	Coeficiente de segurança à falha por fadiga
N_{sep}	Fator de segurança à falha devido a separação da junta
P	carga externa estática
P_b	Parcela da força P atuante no parafuso
P_{comp}	Força de compressão
P_m	Parcela da força P atuante nas placas da junta
S_a	Limite de resistência alternada do material do parafuso
S_e	Limite de fadiga do material do parafuso
S_m	Limite de resistência média do material do parafuso
S_n	Resistência a fadiga em qualquer N
S_r	Resistência à fadiga do material para 10^3 ciclos
S_{ut}	Limite de resistência à tração do material do parafuso
S_y	Limite de escoamento do material
t	Espessura da placa da junta

T_i	Torque de montagem
z	Fator relacionado ao número de ciclos para equação (37), $z = -3$ para $1,0E6$ ciclos
α	Ângulo de ápice
δ	Deflexão
λ	Ângulo de avanço
μ	Coeficiente de atrito entre os filetes das roscas
μ_c	Coeficiente de atrito entre a cabeça do parafuso ou porca e a superfície das placas
ν	Coeficiente de Poisson do material
σ_a	Tensão alternada
σ_i	Tensão resultante da pré-carga F_i
σ_m	Tensão média
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Considerações gerais	18
1.2	Objetivos e justificativas	19
1.3	Revisão bibliográfica	20
1.4	Estrutura da Tese	23
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	24
2.1	Determinação da rigidez dos componentes de uma união	24
2.2	Pré-carga de uniões em tração	29
2.3	Torque de montagem	30
2.4	Carga externa estática em parafusos pré-carregados	33
2.5	Carga externa dinâmica (fadiga) em parafusos pré-carregados.....	34
3	MATERIAIS E MÉTODOS	38
3.1	Ensaio mecânicos do parafuso grau 8.8	39
3.2	Ensaio de tração nos parafusos utilizando o torquímetro	41
3.3	Ensaio de fadiga de uma junta aparafusada	44
3.4	Ensaio de deformação das arruelas	45
4	SIMULAÇÕES NUMÉRICAS.....	47
4.1	Modelagem das placas da junta aparafusada	47
4.1.1	Pares de contatos	51
4.1.2	Malha dos elementos finitos.....	53
4.1.3	Condições de contorno	56
4.2	Modelagem do parafuso.....	61
4.2.1	Pares de contato	64
4.2.2	Malha de elementos finitos	66
4.2.3	Condições de contorno	67
4.2.4	Condições de processamento	68
4.3	Resolução dos modelos de elementos finitos.....	68
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	71
5.1	Curva de vida em fadiga teórica	71
5.2	Curva de vida em fadiga experimental.....	76
5.3	Simulações	79
5.4	Análise do material da arruela na vida em fadiga do parafuso	91
5.5	Influência do torque de montagem na vida em fadiga do parafuso.....	97
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	101
	REFERÊNCIAS	104
	APÊNDICE A – Dispositivo para ensaio de fadiga	107
	APÊNDICE B – Corpos de prova ensaiados.....	110

1. INTRODUÇÃO

1.1. Considerações gerais

A utilização de parafusos na união de elementos de estruturas e equipamentos mecânicos é amplamente empregada devido a sua versatilidade, possibilidade de desmontagem e seu baixo custo. O sucesso ou falha de um projeto pode depender da escolha correta do parafuso a ser utilizado, por este motivo se faz necessário um projeto cuidadoso na seleção dos componentes empregados na junta (Norton, 2004).

A união de peças por parafusos pode ser caracterizada como uma área que está constantemente em evolução devido aos requisitos cada vez mais severos de performance e redução dos custos. É necessário conhecer o desempenho para os diversos tipos de cargas, a fim de assegurar a integridade da união sem que ocorra a falha do parafuso.

De uma forma geral, as uniões aparafusadas e em particular os parafusos são elementos de máquinas de natureza bem variada. Podem assumir diversas formas geométricas, serem oriundos de uma ampla classe de materiais e métodos de fabricação, conforme a necessidade do projeto e a disponibilidade (Budynas, 2008; Shigley, 1996).

Quanto as falhas típicas em parafusos, merecem maior destaque as falhas por fadiga, pois inúmeros são os casos citados na literatura, onde este é o mecanismo responsável pelo colapso de uniões aparafusadas. A maioria destas falhas ocorrem em aplicações de tração, onde o parafuso está submetido a uma pequena intensidade de pré-carga e uma carga externa operacional de natureza alternada (Buda, 1994).

Diversos parâmetros influenciam na vida em fadiga dos parafusos. A rigidez dos elementos da união e a do próprio parafuso é um deles, pois a relação entre estes valores determina o percentual de carga externa que será suportado pelo parafuso e pelos componentes da união, ou seja, quanto maior a parcela de carga externa destinada para o parafuso menor será a sua vida em fadiga.

O torque de montagem é outro parâmetro que tem grande influência sobre a vida em fadiga dos parafusos, pois um torque de montagem baixo pode acarretar a abertura da união fazendo com que o parafuso suporte uma maior parcela da carga externa, reduzindo assim a sua vida em fadiga, ou um torque exagerado pode acarretar o surgimento de deformações plásticas no parafuso, ocasionando até mesmo sua falha estática.

Pode-se utilizar também arruelas para proteger a superfície das chapas unidas, elas geralmente possuem dureza inferior aos demais componentes, de forma que qualquer esforço excessivo tende a deformar plasticamente antes as arruelas, preservando os demais elementos.

Normalmente, as arruelas apresentam deformação plástica visível, ou seja, evidente que somente em casos muito específicos é considerada nos modelos teóricos. Enfim, como os demais elementos de uma união aparafusada, as arruelas também sofrem alterações diversas na sua condição inicial, tais como: forma geométrica, material, rigidez, entre outras. A utilização de cargas externas elevadas pode ocasionar deformação excessiva nas arruelas e consequentemente a redução no torque de montagem provocando a separação da união.

Neste trabalho também foi utilizado o método dos elementos finitos, através do software *ANSYS Workbench*, para analisar a influência dos parâmetros envolvidos na vida em fadiga de uniões aparafusadas em tração. Os modelos elaborados foram validados através de ensaios mecânicos, conferindo assim fidelidade ao modelo gerado, reproduzindo os componentes e carregamentos reais da união, e a partir de sua validação permitir variar as condições de contorno e materiais destes componentes.

1.2. Objetivos e justificativas

Devido a grande utilização de uniões aparafusadas em estruturas e máquinas, um estudo dos parâmetros que influenciam sua vida em fadiga se torna necessário, pois este mecanismo de falha é responsável pela maioria do colapso destas juntas.

O objetivo deste trabalho é estudar e relacionar os parâmetros que envolvem a vida em fadiga de juntas aparafusadas, sendo os parâmetros abordados neste trabalho: a rigidez do parafuso em relação a junta, o torque de montagem dos parafusos e sua relação com a carga externa e a influência do material da arruela.

O presente estudo também tem como objetivo a elaboração de modelos de simulação numérica utilizando o método dos elementos finitos por meio do software *ANSYS Workbench* para a análise de vida em fadiga de juntas aparafusadas em tração. Sendo desenvolvidos de maneira que estes modelos sejam fidedignos e reproduzíveis, ou seja, que os modelos sejam fiéis as situações reais de projetos e que possibilitem análises futuras com a variação das dimensões e condições de contorno dos componentes simulados.

1.3. Revisão bibliográfica

Van-Long, Jean-Pierre e Jean-François (2013) estudaram o comportamento em fadiga de baixo e alto ciclos de juntas aparafusadas de placas de flanges em estruturas tubulares circulares. Nas juntas utilizadas os elementos tubulares foram confeccionados de aço de alta resistência (TS590) enquanto que os flanges foram fabricados de aço de classe normal (S355). Os resultados experimentais foram analisados e comparados com os métodos de projetos disponíveis na literatura afim de investigar a acurácia destes métodos. A partir dos ensaios foram obtidas as propriedades mecânicas como rigidez, resistência última e a distribuição de tensões. Segundo os autores as normas para tubos utilizadas (normas européias, Eurocode) não consideram os efeitos das dimensões na distribuição de tensões, tornando-as bem conservadoras, uma solução apontada para esta questão é a utilização do método dos elementos finitos para calcular estas distribuições de tensões.

Al-Nassar, Khurshid e Arif (2012) analisaram a influência da folga entre o parafuso e o furo das placas da união e também a pré-carga no desempenho de uma junta aparafusada utilizando para isto um modelo 3D do método dos elementos finitos. Os autores estudaram estes efeitos em juntas de cisalhamento e de tração. Devido a complexidade da geometria da junta foi necessário a utilização de modelos tridimensionais ao invés de modelos simplificados, como os bidimensionais e axi-simétricos. Segundo os autores, o valor máximo de tensão aumenta com o acréscimo de pré-carga, tanto para junta de cisalhamento quanto de tração; as regiões críticas do parafuso são: logo abaixo da cabeça e no filete face à porca, sendo que para a junta em tração o filete face a porca possui maiores valores de concentração de tensões. Neste estudo os resultados numéricos foram validados por meio de medições experimentais.

Haidar, Obeed e Jawad (2011) estudaram a rigidez de juntas aparafusadas, propondo um novo modelo de cálculo que utiliza uma distribuição de tensão, a polinomial de terceira ordem. O método de elementos finitos, por meio do software ANSYS, é utilizado para calcular o ângulo do cone de distribuição de tensões que melhor representa os resultados analíticos, pois esta distribuição de tensão sob o parafuso possui uma geometria complexa. Sendo a tensão de compressão no material da junta maior diretamente sob a área do parafuso e diminui lateralmente até que a compressão na interface das placas seja igual a zero, e além deste ponto a junta tende a se separar. Para comparação com os resultados simulados foram

realizados ensaio mecânicos com as juntas. O ângulo do cone encontrado é de 36° sendo o erro percentual no valor da rigidez entre simulação e o experimento igual a 14,69%.

Cornwell (2009) estudou o fator de junta de uniões aparafusadas. O trabalho utiliza a combinação de quatro variáveis para o cálculo deste fator, são eles: diâmetros dos parafusos, espessura das juntas, espessura individual das placas e materiais distintos das placas. O método dos elementos finitos foi utilizado para calcular as deformações ocorridas nos parafusos e nas placas e assim definir os fatores de junta para as diversas combinações entre os quatro fatores utilizados. O autor propôs novas equações correlacionando as variáveis com o fator de junta. Os resultados obtidos nas simulações numéricas e os valores provenientes das equações propostas pelo autor apresentaram boa correlação.

Williams *et al* (2009) analisaram o carregamento externo de juntas aparafusadas em tração através da comparação de métodos analíticos convencionais, com a utilização do método dos elementos finitos e experimentais. No estudo foram utilizados dois níveis de pré-carga, 6 kN e 17 kN com carga externa de 5 kN e 14 kN, respectivamente. Foram ensaiados quatro corpos de prova para cada nível de pré-carga, sendo que os resultados apresentaram boa repetibilidade. Os valores obtidos através do método dos elementos finitos possuem boa correlação com os valores experimentais. Os resultados provenientes da etapa de pré-carga estão de acordo com os valores apresentados em estudos da literatura anterior. Segundo os autores, os valores das cargas transmitidas aos parafusos durante a aplicação da carga externa é menor nos modelos de elementos finitos e nos experimentos, quando comparado aos valores obtidos com os métodos analíticos tradicionais. As razões para isto são as relações não lineares nas condições de contato entre os componentes da junta durante a fase de carregamento externo, e ao substancial aumento da rigidez das placas da união durante esta mesma fase, fato que não ocorre nos modelos tradicionais. Por este motivo os modelos analíticos tradicionais apresentam menor vida em fadiga das juntas quando comparados aos experimentos e aos modelos de elementos finitos propostos pelos autores.

Pedersen e Pedersen (2008) estudaram a rigidez das placas da junta aparafusada. Os autores abordam a dificuldade de obtenção dos valores de rigidez das placas da junta, destacando como ferramenta para este cálculo o método dos elementos finitos com análise de contato entre o parafuso e as placas. Os modelos de simulação propostos são sem atrito e as juntas aparafusadas são consideradas juntas mecânicas comumente utilizadas em estruturas e

máquinas. Entretanto a utilização do método de elementos finitos para projetos que possuem diversos componentes em contato pode ser muito dispendiosa. Por este motivo o trabalho possui como objetivo encontrar equações simplificadas para a rigidez das placas. Os autores utilizam o método dos elementos finitos para calcular a energia elástica no parafuso e nas placas da junta aparafusada, e a partir desta energia calcular a rigidez através de novas equações propostas.

Abid e Hussain (2008) estudaram uniões aparafusadas de flanges para conexão de tubulação, utilizando uma junta (gaxeta) entre os flanges. Este tipo de união possui grande preocupação com a prevenção de vazamentos durante as condições de operação, por este motivo a estanqueidade da união dos flanges é altamente dependente de condições adequadas de vedação desta união, sendo necessária a utilização correta do torque de montagem. A análise da união foi realizada através de simulação numérica por meio do método dos elementos finitos, os resultados obtidos por meio deste método são comparados com dados experimentais. A flexão nos parafusos e o afrouxamento do torque de montagem são as principais causas de perda da vedação destas uniões. Outros fatores que também influenciam são a sequência de aperto dos parafusos do flange, pois pode acarretar uma distribuição não uniforme de pressão no flange provocando comprometimento da vedação; e a elasticidade do material da união. A variação de tensão devido a rotação do flange também compromete a perfeita vedação da união e também pode colaborar para o afrouxamento dos parafusos.

Alkatan *et al* (2007) apresentam uma nova abordagem para o cálculo da rigidez axial dos elementos dos parafusos (cabeça e região da rosca), a porca e as placas da junta. A rigidez axial é um importante fator utilizado em dimensionamento de juntas aparafusadas, pois influenciam na montagem da junta e na sua vida em fadiga. Os autores utilizaram o método dos elementos finitos, através do software I-DEAS, baseado no método de energia de deformação para aprimorar os modelos de cálculo existentes, sendo considerado o material e os coeficientes de atrito dos componentes da junta que estão em contato. A partir destas considerações é proposto uma rotina para efetuar o cálculo de rigidez axial tendo como referência equações empíricas, que consideram vários parâmetros, para facilitar a aplicação do método. Os estudos teóricos são validados por meio de experimentos. As equações desenvolvidas podem ser utilizadas em modelos de elementos finitos, nos quais os parafusos seriam modelados através de elementos viga.

Majzoobi *et al* (2005) analisaram o efeito da geometria da porca, arruela de pressão e um material de vedação (fita de Teflon) sobre a vida em fadiga de parafusos M12 e M16. Foi utilizada simulação computacional por meio do método dos elementos finitos para estudar as tensões de flexão e axial nos filetes. Três tipos de porcas foram usadas neste estudo: porca hexagonal simples, cônica e cônica com fenda, sendo que a que apresentou maior vida em fadiga foi a porca cônica com fenda. O uso da fita de Teflon entre os filetes do parafuso e da porca aumentou a vida em fadiga dos parafusos. No entanto os conjuntos que possuíam arruelas de pressão apresentaram maior vida em fadiga dos quais utilizaram a fita de Teflon, desde que empregado um torque de montagem correto. Os conjuntos que apresentaram a maior vida em fadiga foram os que utilizaram porca cônica e arruela de pressão, não foi avaliado este conjunto associado com a fita de Teflon, mas segundo os autores seria esperada uma vida em fadiga superior. Os modelos de elementos finitos mostraram que as porcas cônicas apresentaram menores níveis de tensões que as porcas hexagonais simples equivalentes.

1.4. Estrutura da Tese

No capítulo 1 é apresentada a introdução ao trabalho, uma revisão bibliográfica dos principais fatores que influenciam uma união aparafusada e os objetivos.

No capítulo 2 é apresentado um resumo dos fundamentos teóricos de juntas aparafusadas e suas variáveis.

Os materiais utilizados nos ensaios e suas propriedades mecânicas, e os procedimentos para a realização dos ensaios estáticos e dinâmicos estão expostos no capítulo 3.

No capítulo 4 são apresentados detalhadamente os arquivos de simulação numérica dos modelos contendo as placas da junta aparafusada e dos parafusos com rosca parcial e total.

No capítulo 5 são apresentados os resultados obtidos nos experimentos e nas simulações numéricas, com comparação entre estes dados.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões e comentários finais.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Determinação da rigidez dos componentes de uma união

A rigidez dos componentes de uma junta aparafusada influencia diretamente na segurança da mesma no que diz respeito ao carregamento estático e dinâmico, assim como na prevenção da separação da junta (Haidar, 2011).

O cálculo de rigidez dos parafusos pode ser estimado com relativa facilidade, o que não ocorre com a rigidez das placas da junta, por este motivo diversos estudos foram realizados ao longo dos anos para estimar a sua rigidez, como por exemplo Wileman et al (1991), Haidar (2011), entre outros.

O cálculo de rigidez dos parafusos pode ser expresso como a constante de mola de uma barra em tração, sendo calculado a partir da equação de deflexão de uma barra de tração apresentado na equação (1).

$$\delta = \frac{Fl_i}{A_p E} \quad (1)$$

Na equação (2) é isolada a constante elástica k .

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{A_p E}{l_i} \quad (2)$$

Sendo: δ = Deflexão;

F = Força externa;

l_i = Comprimento sujeitado;

A_p = Área resistente do parafuso;

E = Módulo de elasticidade.

Na Figura 1 é mostrada uma junta aparafusada em tração típica.

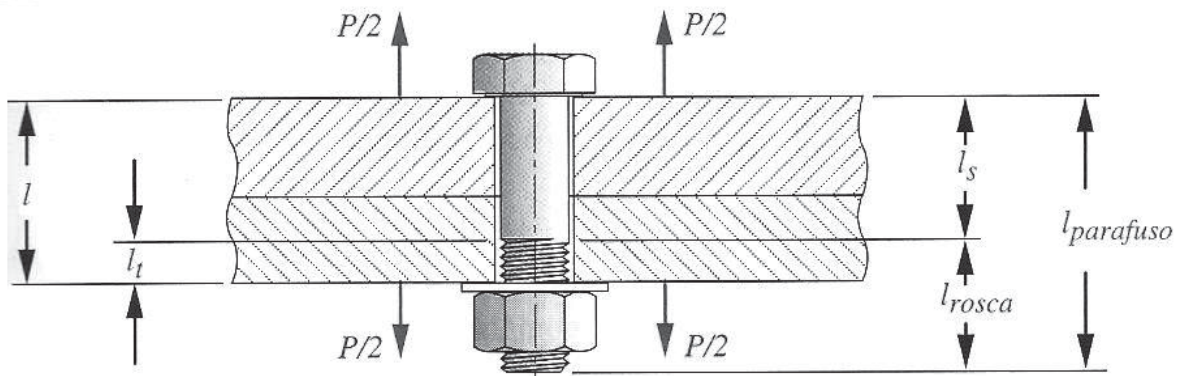


Figura 1 – Junta aparafusada em tração (Norton 2004).

As juntas podem possuir placas de materiais diferentes, e grandes espessuras, necessitando de parafusos extensos que apresentam parte cilíndrica lisa e rosca, e consequentemente diferentes áreas de seção transversal. Estas diferentes áreas proporcionam diferentes valores de rigidez. Sendo assim podemos calcular a rigidez total do parafuso adaptando a associação de molas em série, resultando na equação (3).

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t E_b} + \frac{l - l_t}{A_b E_b} \quad (3)$$

Sendo: k_b = Rigidez do parafuso;

l_t = Comprimento da parte rosca do parafuso carregada axialmente dentro da zona sujeitada l ;

l = Espessura da junta (zona sujeitada);

A_t = Área da seção transversal sujeita a tensão de tração do parafuso;

A_b = Área da seção transversal lisa do parafuso;

E_b = Módulo de elasticidade do material do parafuso.

O primeiro método de cálculo da rigidez das placas da junta utiliza uma geometria cilíndrica a qual cargas externas são aplicadas e comprimidas pelo parafuso, conforme mostrado na Figura 2. Para esta situação a equação da constante de mola (rigidez) das placas da junta é apresentada na equação (4).

$$\frac{1}{k_m} = \frac{l_1}{A_{m1} E_1} + \frac{l_2}{A_{m2} E_2} = \frac{4l_1}{\pi D_{ef1}^2 E_1} + \frac{4l_2}{\pi D_{ef2}^2 E_2} \quad (4)$$

Sendo: k_m = Rigidez das placas da junta;

l_1 = Espessura da placa da junta do material 1;

l_2 = Espessura da placa da junta do material 2;

D_{ef1} = Diâmetro efetivo da área sujeitada do material 1;

D_{ef2} = Diâmetro efetivo da área sujeitada do material 2;

E_1 = Módulo de elasticidade do material 1;

E_2 = Módulo de elasticidade do material 2;

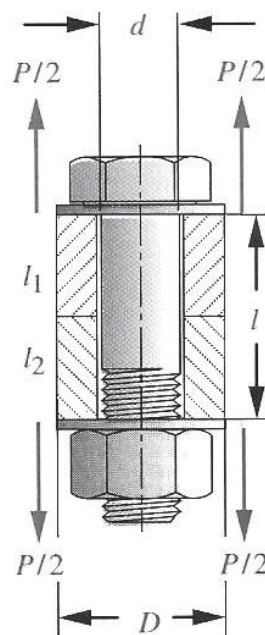


Figura 2 – Parafuso comprimindo um cilindro ao qual cargas externas são aplicadas (Norton, 2004).

Quando as duas placas da junta são fabricadas do mesmo material a equação (4) pode ser reduzida como apresentado na equação (5).

$$k_m = \frac{\pi D_{ef}^2 E_m}{4l} \quad (5)$$

Sendo: D_{ef} = Diâmetro efetivo da área sujeitada da junta;

E_m = Módulo de elasticidade do material das placas da junta;

Outro método utilizado para calcular a rigidez das placas da união é o método do cone de pressão. Este método é empregado quando a largura da junta excede o diâmetro da cabeça do parafuso fazendo com que nem toda superfície das placas da junta estejam sob compressão. A região sob compressão é aproximada em um cone usando um ângulo de meio ápice α . Shigley et al (2005) sugere um ângulo de ápice $\alpha = 30^\circ$ exceto nos casos em que o material for insuficiente para permitir a existência do frusto (tronco). Na Figura 3 a) é apresentada a região de compressão do cone de pressão para um ângulo fixo. Na Figura 3 b) é mostrado a esquematização do cone de pressão.

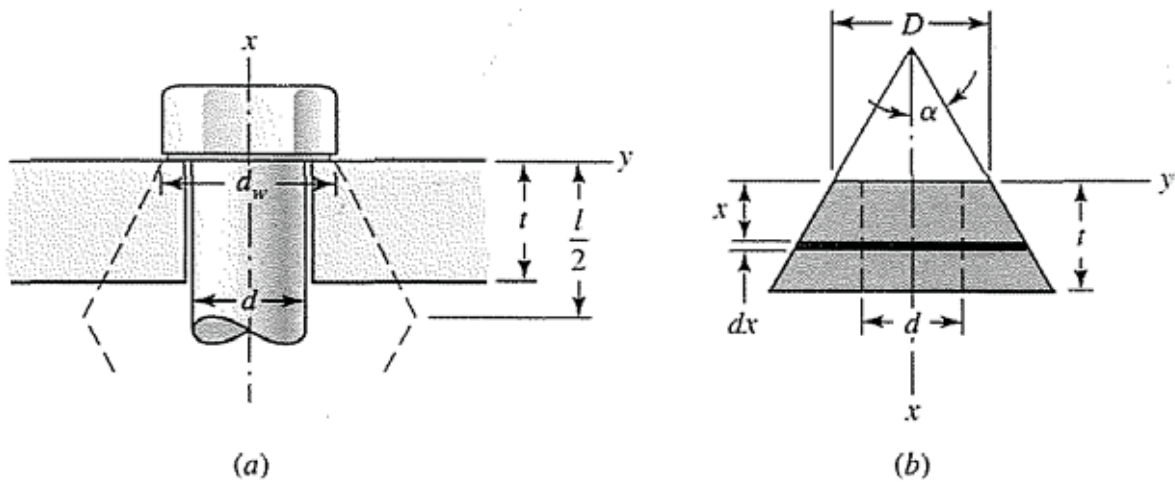


Figura 3 – a) Região de compressão do cone de pressão para um ângulo fixo; b) Esquematização do cone de pressão (Shigley, 2005).

Observando a Figura 3 b) a variação de um elemento do cone de espessura dx sujeito a uma força de compressão P_{comp} é apresentado na equação (6).

$$d\delta = \frac{P_{comp} dx}{A_c E} \quad (6)$$

A área do elemento do cone é mostrada na equação (7).

$$\begin{aligned} A_c &= \pi(r_0^2 - r_i^2) = \pi \left[\left(x \tan \alpha + \frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] \\ &= \pi \left(x \tan \alpha + \frac{D+d}{2} \right) \left(x \tan \alpha + \frac{D-d}{2} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

Substituindo a área apresentada na equação (7) na equação (6) e integrando, temos a deformação total, apresentada na equação (8).

$$\begin{aligned}\delta &= \frac{P_{comp}}{\pi E} \int_0^t \frac{dx}{[x \tan \alpha + (D+d)/2][x \tan \alpha + (D-d)/2]} \\ &= \frac{P_{comp}}{\pi E d \tan \alpha} \ln \frac{(2t \tan \alpha + D-d)(D+d)}{(2t \tan \alpha + D+d)(D-d)}\end{aligned}\quad (8)$$

Portanto a rigidez de uma placa da junta é mostrada na equação (9).

$$k = \frac{P_{comp}}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D-d)(D+d)}{(2t \tan \alpha + D+d)(D-d)}}\quad (9)$$

Considerando as duas placas da junta do mesmo material, e portanto tendo o mesmo modulo de elasticidade E , e considerando $2t = l$, e d_w o diâmetro da face da arruela, temos a rigidez das placas da junta expreso pela equação (10).

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

Um estudo mais amplo de rigidez de junta utilizando elementos finitos foi feito por Wileman et al (1991), que ajustaram uma equação aos dados dos seus modelos analisados por elementos finitos, que define um valor aproximado de parâmetro de rigidez do material k_m , como uma função somente do diâmetro nominal do parafuso d , comprimento de sujeição l e módulo de elasticidade do material de sujeição E_m . A equação funciona em qualquer sistema de unidades, uma vez que a expressão exponencial é adimensional (Norton, 2004). A expressão em questão é mostrada na equação (11).

$$k_m = d E_m A e^{b(d/l_m)}\quad (11)$$

Os coeficientes A e b variam de acordo com o coeficiente de Poisson do material ν , e seus valores são apresentados na Tabela 1 para os materiais mais comumente utilizados.

Tabela 1 – Coeficientes da equação de Wileman (Norton, 2004).

Coeficientes da equação de Wileman			
Material	ν	A	b
Aço	0,291	0,78715	0,62873
Alumínio	0,334	0,79670	0,63816
Cobre	0,326	0,79568	0,63553
Ferro Fundido Cinzento	0,211	0,77871	0,61616

A correlação entre a rigidez do parafuso com a rigidez das placas da união pode ser expressa pelo fator de junta C , mostrado na equação (12).

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (12)$$

2.2. Pré-carga de uniões em tração

Uma das funções básicas dos parafusos e porcas é promover a união entre dois ou mais componentes. É prática comum pré-carregar a junta apertando os parafusos com suficiente torque para criar carga de tração que se aproximam das respectivas resistências de prova (Norton, 2004).

Para carregamento estático Shigley et al (2005) recomenda que o valor da pré-carga seja de 75% da carga de prova para conexões não-permanentes, quando os fixadores serão reutilizados, e 90% da carga de prova quando as conexões são permanentes.

Segundo Norton (2004) para carregamento dinâmico (carga de fadiga) o valor da pré-carga deve ser de 75% ou mais do valor da carga de prova.

Admitindo-se que os parafusos sejam corretamente dimensionados para suportar o carregamento aplicado, estes elevados níveis de pré-carga tornam pouco provável que os parafusos rompam em serviço se eles suportarem a etapa de aperto.

Para compreensão das razões para que isso ocorra, é necessário um entendimento sobre a interação entre a elasticidade do parafuso e das peças que serão unidas quando o parafuso é apertado e posteriormente, o carregamento externo é aplicado. Na Figura 4 a) é mostrado uma união contendo uma mola, a qual representa uma junta de duas placas de mesmo material, sendo que a constante elástica da mola k corresponde a rigidez destas placas; ainda nesta figura assume-se que a arruela possui restrição de movimento, não sendo permitido seu

deslocamento em nenhuma direção. Na Figura 4 b) o parafuso é submetido a uma carga externa de tração no valor de 10 kN, então é inserido um bloco sólido entre a arruela e a porca ocasionando a compressão da mola no valor de 10 kN. Na Figura 4 c) a carga externa então é removida e a mola permanece com uma carga compressiva no valor de 10 kN e consequentemente o parafuso continua com uma força de tração de 10 kN devido a ação da mola. Na Figura 4 d) uma carga externa de tração no valor de 9 kN aplicada sobre o parafuso; no entanto a força de tração resultante sobre ele não apresenta incremento, permanecendo inalterada (10 kN), e assim será até que a força externa supere a pré-carga de 10 kN. Na Figura 4 e) a carga externa é elevada para 11 kN aumentando a compressão da mola para este valor, fazendo com que o bloco perca o contato entre a arruela e a porca e que o parafuso tenha uma nova força de tração no valor de 11 kN; com a separação da junta o parafuso suporta todo carregamento externo. Esta descrição mostra a importância da pré-carga quando as juntas são submetidas a carregamentos dinâmicos.

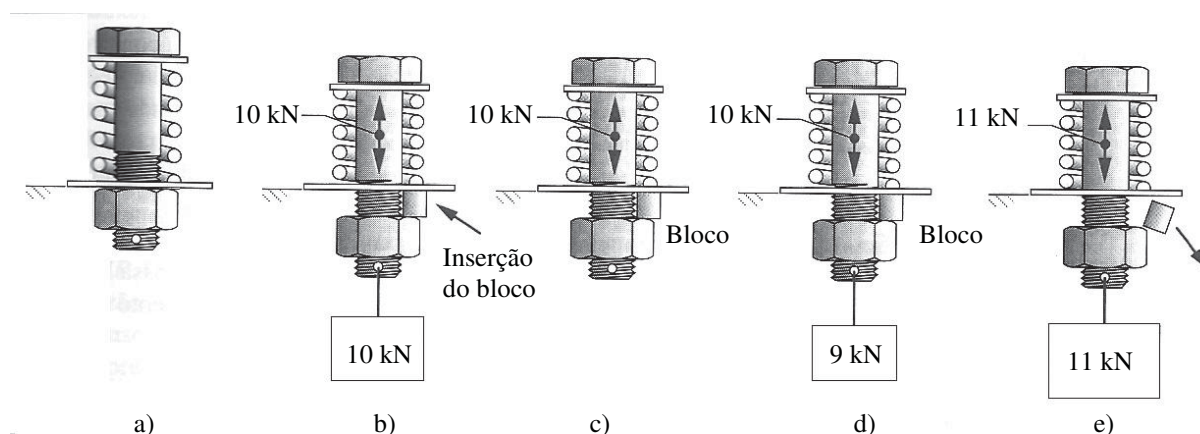


Figura 4 – Representação de uma união aparafusada com uma mola representando as placas, a) sem carregamento; b) aplicação da carga externa e inserção do bloco; c) parafuso com pré-carga de 10 kN; d) aplicação de carga externa de 9 kN; e) aplicação de carga externa de 11 kN (Norton, 2004).

2.3. Torque de montagem

Como citado no item 2.2 a correta aplicação da pré-carga de tração é de suma importância para o sucesso de uma junta aparafusada, principalmente quando está sujeita a cargas externas cíclicas. Um dos métodos de aplicação desta pré-carga é por meio da aplicação de um torque de montagem no parafuso da junta, por meio da utilização de um torquímetro. No entanto, segundo Norton (2004) os torquímetros de uma maneira geral podem gerar erros de até $\pm 30\%$, sendo este erro reduzido pela metade quando os filetes das roscas são lubrificados.

A escolha da classe do material do parafuso deve considerar o material das placas da junta. De acordo com Garcia (2007) em uma junta aparafusada, o parafuso pode entrar na sua região elasto-plástica, no entanto a região elasto-plástica poderá ser inaceitável para os materiais das placas à serem unidas. Na Figura 5 a) é apresentada uma situação conservadora de montagem, na qual o parafuso e as placas da junta estão na região elástica. Na Figura 5 b) o material do parafuso está na região elástica e as placas estão em regime plástico o que não é desejado. Na Figura 5 c) é mostrado a situação ideal, na qual o parafuso está no início da região elasto-plástica e o material das placas na região elástica.

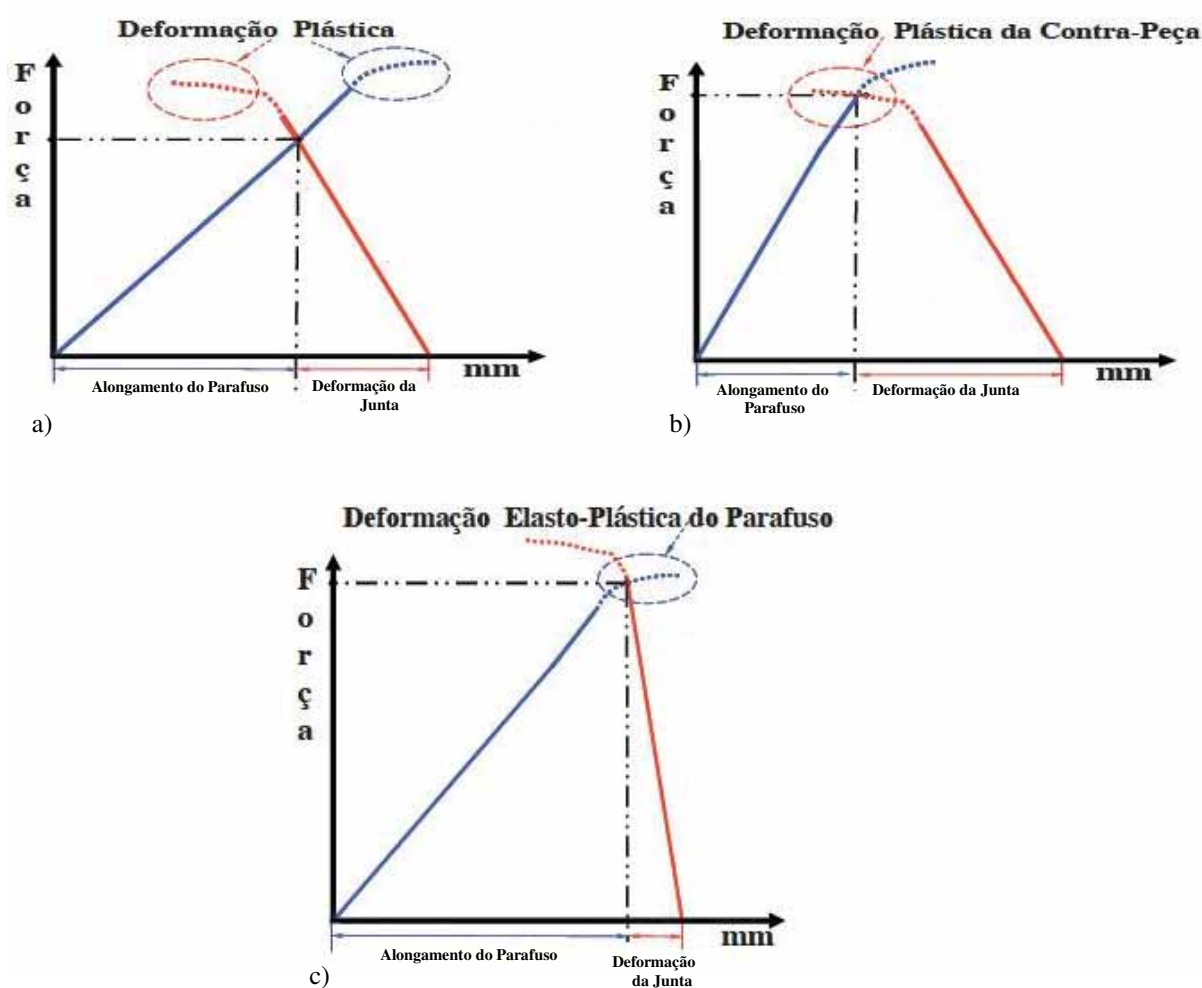


Figura 5 – Diagrama de Alongamento do parafuso e deformação das placas da junta, nas situações: a) conservadora; b) inaceitável; c) ideal (Garcia, 2007).

O torque de montagem necessário para promover uma pré-carga no parafuso pode ser expresso na equação (13), esta equação está em função do ângulo de avanço λ .

$$T_i = F_i \frac{d_p}{2} \frac{(\mu + \tan \lambda \cos \alpha)}{(\cos \alpha - \mu \tan \lambda)} + F_i \frac{d_c}{2} \mu_c \quad (13)$$

Sendo: T_i = Torque de montagem;

F_i = Força inicial (pré-carga);

d_p = Diâmetro primitivo;

d_c = Diâmetro médio do colar;

μ = Coeficiente de atrito entre os filetes das roscas;

μ_c = Coeficiente de atrito entre a cabeça do parafuso ou porca e a superfície das placas.

Aproximando o valor do diâmetro primitivo d_p para do diâmetro nominal d , e o diâmetro médio do colar d_c pra um valor médio ente o diâmetro nominal do parafuso e o padrão da cabeça ou porca $1,5d$, podemos reescrever a equação (13), originando a equação (14).

$$T_i = F_i \frac{d}{2} \frac{(\mu + \tan \lambda \cos \alpha)}{(\cos \alpha - \mu \tan \lambda)} + F_i \cdot 0,625 \cdot d \cdot \mu_c \quad (14)$$

Simplificando a equação (14) em função de F_i e d , obtém-se a equação básica do torque, mostrada na equação (15).

$$T_i = k_i F_i d \quad (15)$$

Sendo: k_i = Coeficiente de torque, e expresso pela equação (16).

$$k_i = 0,5 \cdot \frac{(\mu + \tan \lambda \cos \alpha)}{(\cos \alpha - \mu \tan \lambda)} + 0,625 \cdot \mu_c \quad (16)$$

Considerando os coeficientes de atrito μ e μ_c iguais a 0,15 e utilizando o diâmetro primitivo real e não o aproximado, encontra-se um valor aproximado de k_i , e a equação (16) pode ser reescrita como apresentado na equação (17) (as aproximações e considerações citadas foram originalmente elaboradas para roscas padrão UNC e UNF, no entanto pode-se utilizá-las para roscas métricas ISO).

$$T_i = 0,21 F_i d \quad (17)$$

2.4. Carga externa estática em parafusos pré-carregados

Considerando uma junta em tração com pré-carga F_i e com uma carga externa estática P como mostrado na Figura 1. Reescrevendo a equação (2) em função da deflexão δ temos a equação (18) (Norton, 2004).

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

Sendo: P_b = Parcela da força P atuante no parafuso;

P_m = Parcela da força P atuante nas placas da junta.

Sendo a força P a soma das parcelas P_b e P_m , como mostrado na equação (19), e combinando as equações (12), (18) (19) obtêm-se a parcela atuante no parafuso P_b , como apresentado na equação (20).

$$P = P_b + P_m \quad (19)$$

$$P_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} P = C.P \quad (20)$$

Consequentemente também é possível encontrar a parcela atuante nas placas P_m , mostrado na equação (21).

$$P_m = P - P_b = (1 - C)P \quad (21)$$

Portanto pode-se calcular as forças resultantes da aplicação da pré-carga F_i e da carga externa estática P , atuantes no parafuso F_b e nas placas da junta F_m , como apresentado nas equações (22) e (23), respectivamente.

$$F_b = F_i + C.P \quad (22)$$

$$F_m = F_i - (1 - C)P \quad (23)$$

O fator de segurança à falha devido a separação da junta (N_{sep}) é descrito na equação (24)

$$N_{sep} = \frac{F_i}{P(1-C)} \quad (24)$$

2.5. Carga externa dinâmica (fadiga) em parafusos pré-carregados

A maior parte do tempo, o tipo de carregamento de fadiga encontrada na análise de juntas aparafusadas é aquele no qual a carga externamente aplicada flutua entre zero e alguma força máxima F (Budynas, 2011). Para o caso de parafusos com pré-carga a força mínima atuante é: $F_{min} = F_i$, e a força máxima é: $F_{máx} = F_i + CP$. As forças alternada e média são mostradas nas equações (25) e (26), respectivamente.

$$F_{alt} = \frac{F_{máx} - F_{min}}{2} = \frac{(F_i + CP) - (F_i)}{2} = C.P \quad (25)$$

$$F_{média} = \frac{F_{máx} + F_{min}}{2} = \frac{(F_i + CP) + (F_i)}{2} = \frac{2F_i + C.P}{2} \quad (26)$$

A partir das forças, alternada e média é possível encontrar as tensões alternada e média, conforme as equações (27) e (28), respectivamente.

$$\sigma_a = k_f \frac{F_{alt}}{A_t} \quad (27)$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{F_{média}}{A_t} \quad (28)$$

Sendo: σ_a = Tensão alternada;

k_f = Fator de concentração de tensões à fadiga para o parafuso;

σ_m = Tensão média;

k_{fm} = Fator de concentração de tensões para tensões médias;

A_t = Área resistente à tração.

Os valores de correção para fator de concentração de tensões à fadiga para o parafuso k_f dependem do método de fabricação da rosca e da classe do material utilizado, na Tabela 2 são mostrados os valores de k_f .

Tabela 2 – Fator de concentração de tensões à fadiga para o parafuso k_f (Budynas, 2011).

Fator de Concentração de Tensões à Fadiga para o Parafuso			
Grau métrico	Rocas laminadas	Roscas cortadas	Filetes
3,6 a 5,8	2,2	2,8	2,1
6,6 a 10,9	3,0	3,8	2,3

Peterson relata que cerca de 15% das falhas de parafusos ocorre nos filetes sob a cabeça, 20% no final das roscas no corpo do mesmo e cerca de 65% na rosca face a porca (Norton, 2004).

O fator de concentração de tensões para tensões médias k_{fm} é definido com base no nível de tensão média local σ_m na concentração de tensão em relação ao limite de escoamento (Norton, 2004). A determinação do k_{fm} é feita através da comparação da tensão máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ com o limite de escoamento do material S_y . Existem três possibilidades para o cálculo do k_{fm} , conforme apresentados nas equações (29), (30) e (31).

$$\text{Se } k_f |\sigma_{m\acute{a}x\,nom}| < S_y \text{ então: } k_{fm} = k_f \quad (29)$$

$$\text{Se } k_f |\sigma_{m\acute{a}x\,nom}| > S_y \text{ então: } k_{fm} = \frac{S_y - k_f \sigma_{a\,nom}}{|\sigma_{m\,nom}|} \quad (30)$$

$$\text{Se } k_f |\sigma_{m\acute{a}x\,nom} - \sigma_{m\grave{in}\,nom}| < 2S_y \text{ então: } k_{fm} = 0 \quad (31)$$

As possibilidades baseadas nas relações da $\sigma_{m\acute{a}x}$ e S_y são apresentadas nos gráficos das Figuras 6 a) $k_f |\sigma_{m\acute{a}x\,nom}| < S_y$, não ocorrerá escoamento; b), $k_f |\sigma_{m\acute{a}x\,nom}| > S_y$, ocorre escoamento local no primeiro ciclo, após este escoamento local a tensão máxima não pode exceder S_y , após a tensão concentrada ser aliviada pode-se utilizar um valor menor de k_{fm} de acordo com a equação (30); c) $k_f |\sigma_{m\acute{a}x\,nom} - \sigma_{m\grave{in}\,nom}| < 2S_y$, ocorre escoamento alternado com tensão máxima e mínima variando de $\pm S_y$; d) representação gráfica das três possibilidades citadas, com k_{fm} em função da tensão máxima $\sigma_{m\acute{a}x\,nom}$.

A tensão resultante da pré-carga F_i é mostrada na equação (32).

$$\sigma_i = k_{fm} \frac{F_i}{A_t} \quad (32)$$

As tensões descritas até o momento devem ser comparadas com os dados relativos a resistência do material do parafuso por meio do diagrama de Goodman modificado apresentado na Figura 7.

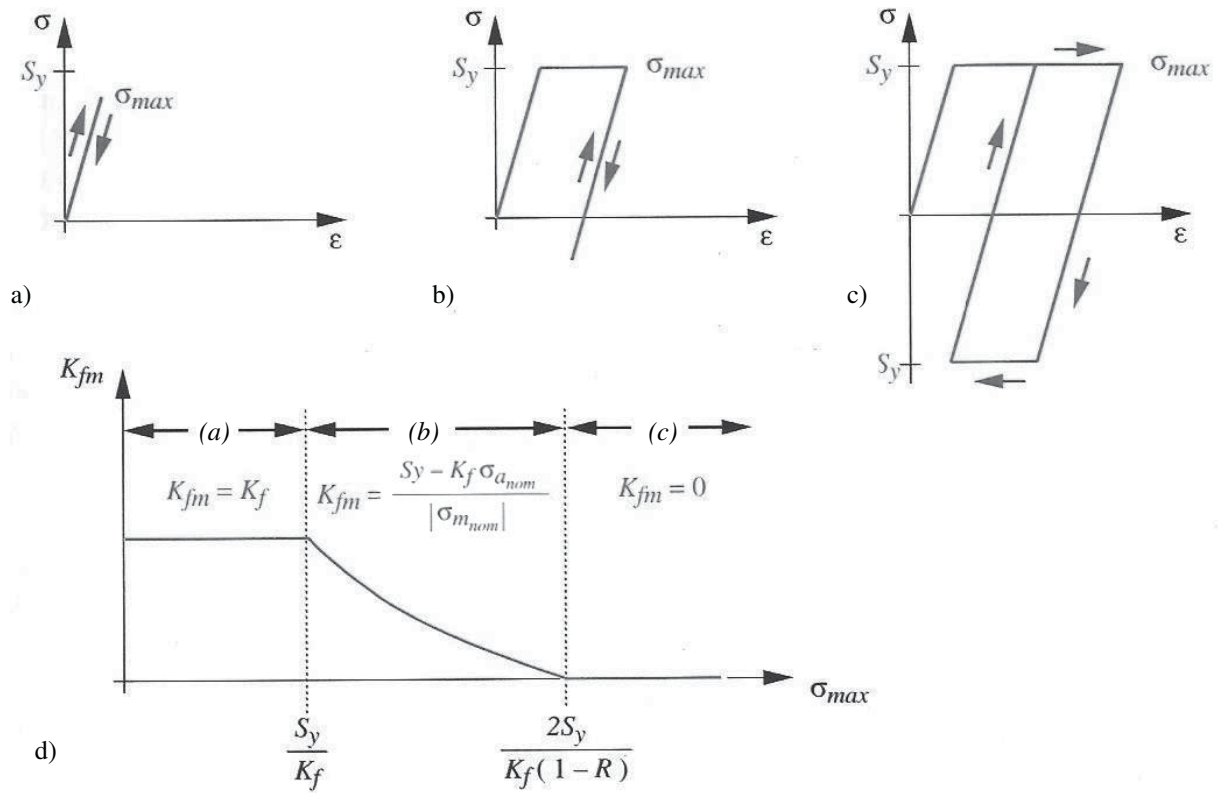


Figura 6 – Possibilidades baseadas nas relações da $\sigma_{máx}$ e S_y , a) sem escoamento; b) escoamento no primeiro ciclo; c) escoamento alternado; d) com k_{fm} em função da tensão máxima $\sigma_{máx nom}$ (Norton, 2004).

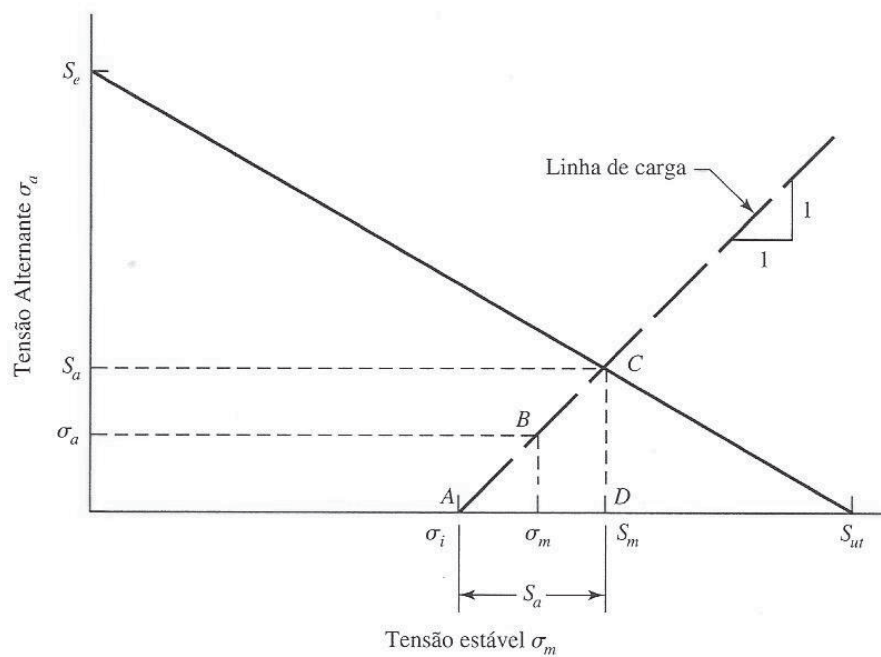


Figura 7 – Diagrama de Goodman modificado (Budynas, 2011).

Aplicando o critério de falha de Goodman utilizando o diagrama da Figura 7 temos a relação descrita na equação (33).

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (33)$$

Sendo: S_e = Limite de fadiga do material do parafuso;

S_{ut} = Limite de resistência à tração do material do parafuso.

Observando o diagrama de Goodman modificado da Figura 7 vê-se que $S_m = S_a + \sigma_i$, substituindo S_m na equação (33) podemos isola S_a , conforma equação (34).

$$S_a = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} \quad (34)$$

O coeficiente de segurança à falha por fadiga N_f pode ser calculado através da relação entre os seguimentos AC/AB do diagrama da Figura 7. Organizado as equações, o coeficiente de segurança à fadiga é representado pela equação (35).

$$N_f = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{\sigma_a S_{ut} + S_e (\sigma_m - \sigma_i)} \quad (35)$$

Utilizando a equação (36) é possível obter o número de ciclos N que o parafuso suporta em função de S_n (resistência a fadiga em qualquer N).

$$N = \left(\frac{S_n}{a} \right)^{\frac{1}{b_1}} \quad (36)$$

$$\text{Sendo: } b_1 = \text{Constante calculada por: } b_1 = \frac{1}{z} \log \left(\frac{S_r}{S_e} \right); \quad (37)$$

z = Fator relacionado ao número de ciclos para equação (37), $z = -3$ para $1,0E6$ ciclos;

S_r = Resistência à fadiga do material para 10^3 ciclos;

$$a = \text{Constante calculada por: } \log(a) = \log(S_m) - 3b; \quad (38)$$

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Foram utilizados parafusos de grau 8.8 (o “primeiro” oito representa a resistência a tração mínima de 800 MPa, o “segundo oito”, na verdade .8, quer dizer que o limite de escoamento é 80% da resistência a tração, ou seja 640 MPa) com dimensões M6 x 1,00 mm com rosca total e roca parcial com 30 mm de comprimento, e M10 x 1,5 mm com 140 mm de comprimento. Também utilizou-se porcas M6 x 1,00 mm de Classe 8 e arruelas lisas de aço baixo carbono e aço inox 304.

O material dos suportes de aplicação de carga e das placas da junta é de aço SAE 1045.

Foram utilizados dois micrômetros, sendo um Mytutoyo com escala de 25,000 a 50,000 mm e incremento de 0,001 mm, e o outro micrômetro Starret com escala de 0,000 a 25,000 mm e incremento de 0,001 mm.

Utilizou-se um torquímetro de estalo da marca Lee Tools com escala de 2,3 a 24,0 N.m e incremento de 0,1 N.m.

Nos experimentos utilizando as juntas de tração foi usinado um dispositivo para aplicação de força baseado na norma NASM 1312-8. Na Figura 8 é mostrada a máquina de ensaios INSTRON, modelo 8801 do Departamento de Materiais e Tecnologia, FEG-UNESP. Esta máquina é acoplada a um microcomputador e possui uma célula de carga com capacidade máxima de 100 kN.



Figura 8 – Máquina de ensaios INSTRON, modelo 8801.

3.1. Ensaaios mecânicos do parafuso grau 8.8

O ensaios realizados no material dos parafusos (aço grau 8.8) tem como finalidade obter valores mais precisos das propriedades mecânicas deste material para posterior cálculo analítico da vida em fadiga utilizando os critérios de falha, e também para construir as curvas que serão dados de entrada para a simulação computacional.

Ensaio de tração

Para encontrar os valores de limite de escoamento e limite de resistência à tração foram feitos ensaios de tração no material. Para estes ensaios foram utilizados parafusos M10 x 1,5 mm com comprimento de 140 mm e rosca parcial. Foram cortadas a cabeça e a parte rosca do parafuso, sobrando apenas a parte lisa que foi ensaiada, esta parte lisa não foi usinada, pois o material é tratado termicamente e a usinagem poderia ocasionar mudanças em suas propriedades mecânicas. A velocidade de deslocamento do êmbolo da máquina de ensaios foi de 3 mm/min, e pressão exercida pelas garras da máquina sobre cdp (corpo de prova) no valor de 8,3 MPa. Na Figura 9 a) são mostrados os cdp's preparados para o experimento, e na Figura 9 b) o cdp na máquina de ensaio.

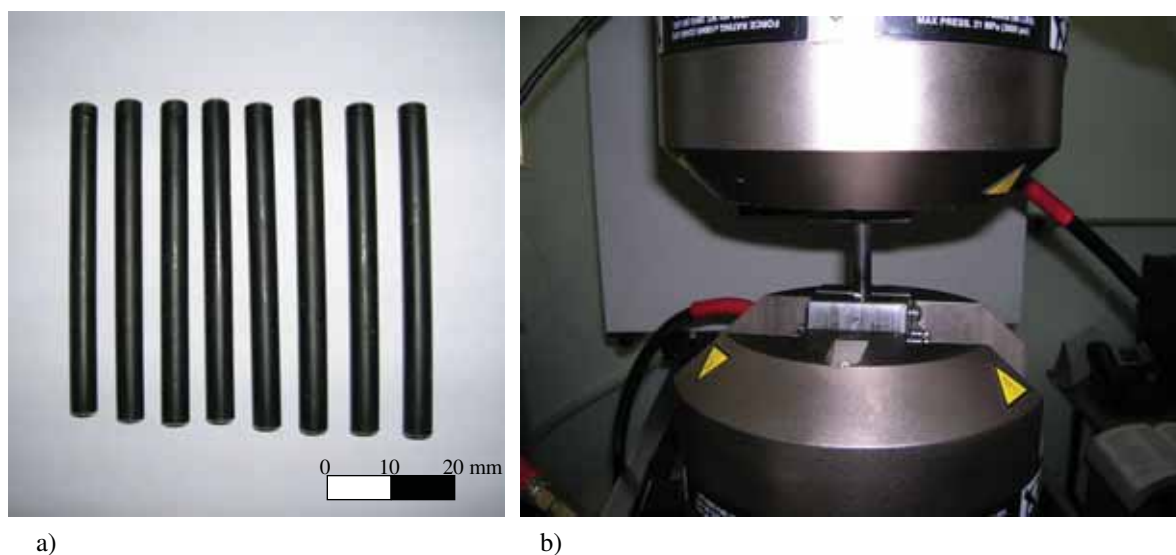


Figura 9 – Cdp's, a) preparados para ensaio; b) na máquina de ensaios.

Com os resultados provenientes dos ensaios é possível construir a curva de tensão versus deformação para o aço grau 8.8, esta curva é apresentada na Figura 10.

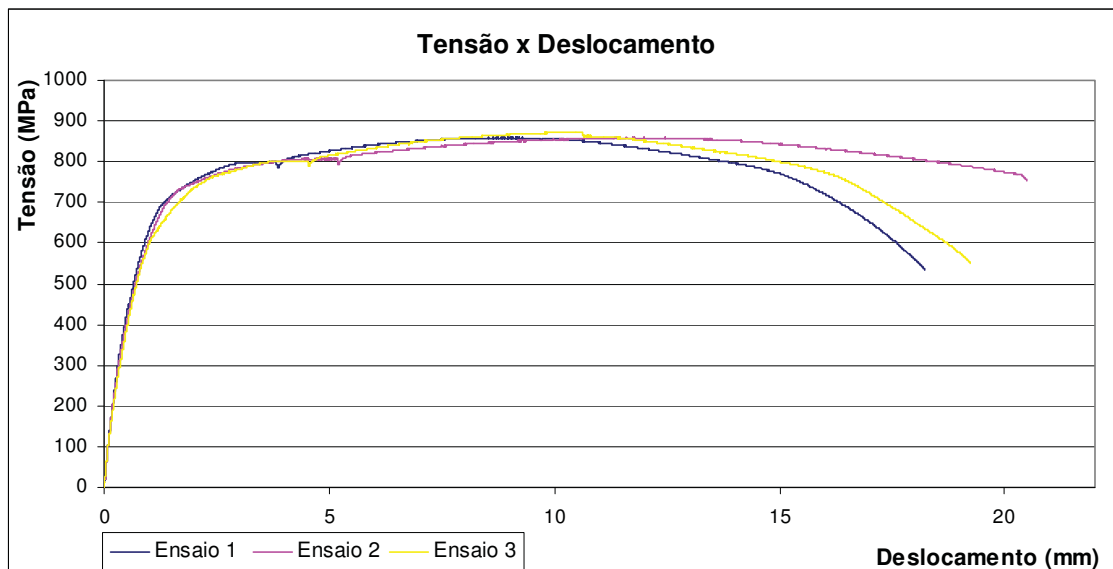


Figura 10 – Gráfico de Tensão versus Deformação do material aço grau 8.8.

Com base nas curvas da Figura 10 encontram-se o valor de resistência ao escoamento 655 MPa e de resistência a tração 850 MPa. Estes valores serão utilizados como parte integrante da base de dados do material no programa ANSYS.

Ensaio de Fadiga.

Os cdp's utilizados nos ensaios de fadiga possuem a mesma forma dos cdp's do ensaio de tração. Neste ensaio a pressão exercida pelas garras da máquina foi de 9,6 MPa, a razão de carga utilizada foi de $R = 0$, ou seja, a carga variou de 0 até um valor máximo, e a frequência adotada foi de 12 Hz. Na figura 11 é mostrada a curva de $S \times N$ construída a partir dos resultados obtidos nesse ensaio.

A partir da Figura 11 é possível definir o limite de resistência da fadiga, que ficou em 325 MPa.

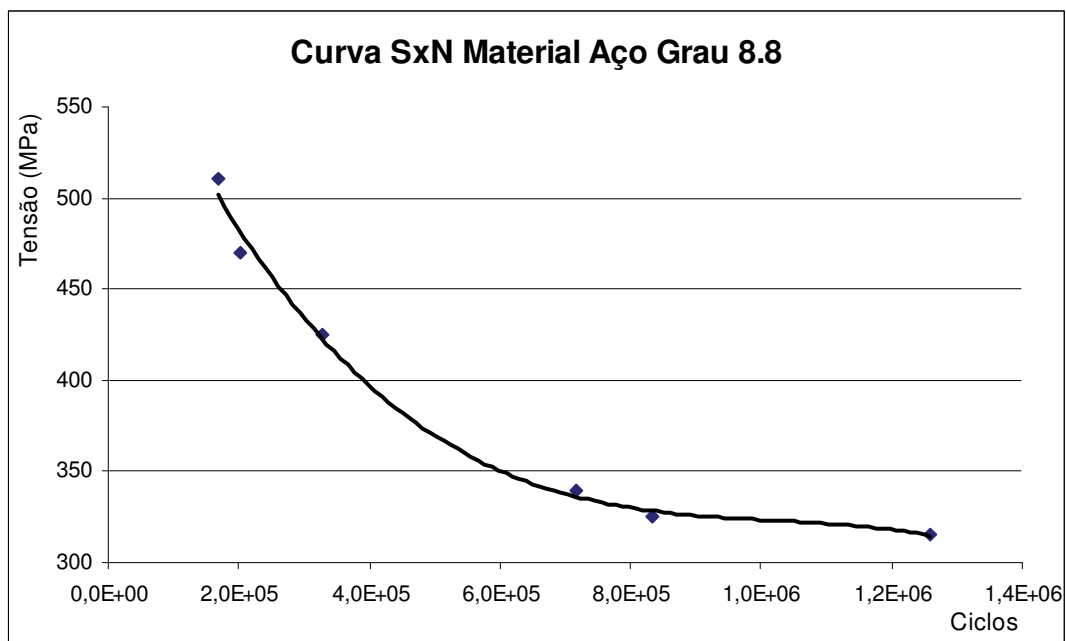


Figura 11 – Curva S x N do material aço grau 8.8.

3.2. Ensaio de tração nos parafusos utilizando o torquímetro

Este ensaio tem como objetivo construir o diagrama de força versus deformação dos parafusos M6 x 1,00 mm com rosca parcial e total. Este diagrama será utilizado para auxiliar na posterior validação do modelo simulação computacional, e também em outros ensaios.

As extremidades dos parafusos foram retificadas, de modo a garantir o paralelismo das faces e uma boa área de contato com o micrômetro. Na Figura 12 é mostrado o parafuso com suas faces retificadas.



Figura 12 – Parafusos retificados para medição.

Utilizou-se um perfil de aço com classificação SAE 1045 com 15,50 mm de espessura (mesmo material e espessura da junta que foi utilizada neste trabalho), sendo este fixado em uma morsa articulada como mostrado na Figura 13.



Figura 13 – Montagem do parafuso.

Para cada corpo de prova foi realizado três medições de variação do comprimento dos parafusos, utilizando valores distintos de torque em cada medição, sempre respeitando o regime elástico dos parafusos.

Na Tabela 3 são apresentados os resultados dos valores das cargas axiais resultantes da aplicação dos torques nos parafusos M6 x 1,00 mm com rosca total e suas respectivas deformações. A Figura 14 mostra uma curva contendo a média dos resultados apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Dados dos ensaios do parafuso M6 x 1,00 mm com rosca total utilizando o torquímetro.

Dados dos ensaios do Parafuso M6 x 1,00 com rosca total utilizando o torquímetro				
	Cdp1	Cdp 2	Cdp 3	Média
Carga 1 (kN)	6,0	6,0	6,0	6,0
Deformação 1 (mm)	0,035	0,030	0,027	0,031
Carga 2 (kN)	9,3	9,3	9,3	9,3
Deformação 2 (mm)	0,052	0,047	0,044	0,048
Carga 3 (kN)	11,4	11,4	11,4	11,4
Deformação 3 (mm)	0,061	0,056	0,054	0,057

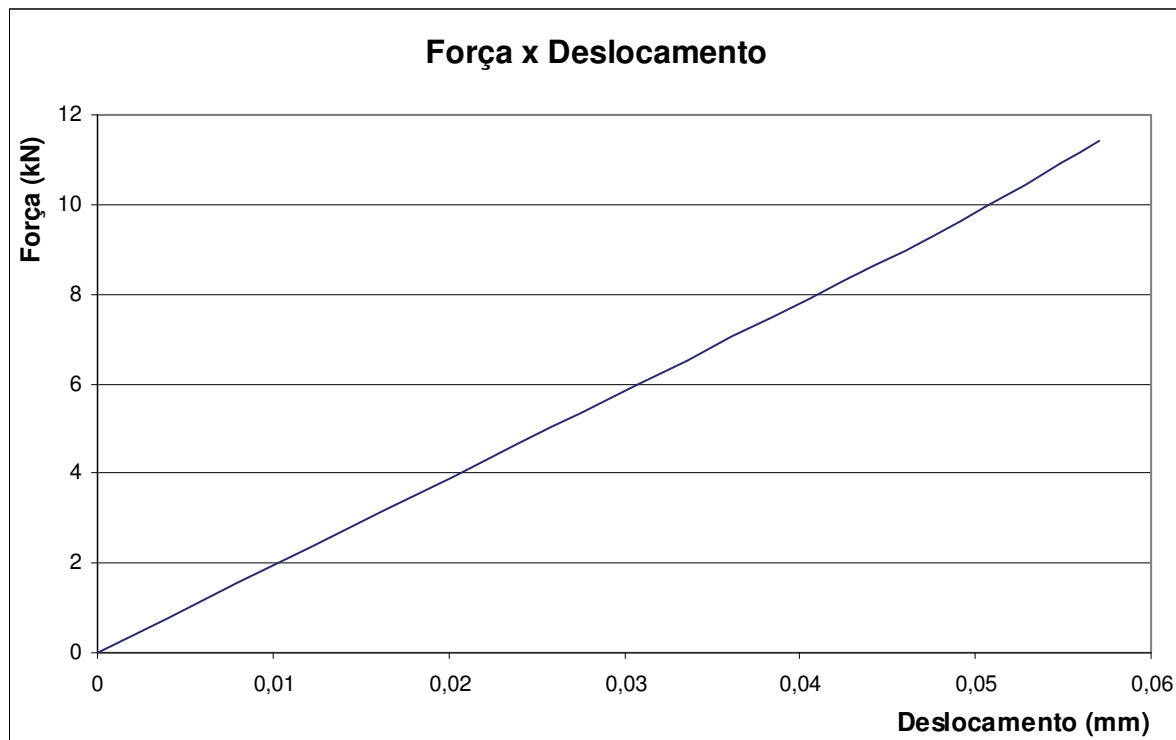


Figura 14 – Gráfico de Força x Deslocamento para os parafusos M6 x 1,00 mm com rosca total.

De maneira análoga na Tabela 4 é apresentado os resultados dos valores das cargas axiais resultantes da aplicação dos torques nos parafusos M6 x 1,00 mm com rosca parcial e suas respectivas deformações. A Figura 15 mostra uma curva contendo a média dos resultados apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Dados dos ensaios do parafuso M6 x 1,00 mm com rosca parcial utilizando o torquímetro.

Dados dos ensaios do Parafuso M6 x 1,00 com rosca parcial utilizando o torquímetro				
	Cdp1	Cdp 2	Cdp 3	Média
Carga 1 (kN)	6,0	6,0	6,0	6,0
Deformação 1 (mm)	0,035	0,033	0,027	0,031
Carga 2 (kN)	9,3	9,3	9,3	9,3
Deformação 2 (mm)	0,054	0,051	0,052	0,052
Carga 3 (kN)	11,4	11,4	11,4	11,4
Deformação 3 (mm)	0,065	0,058	0,062	0,062

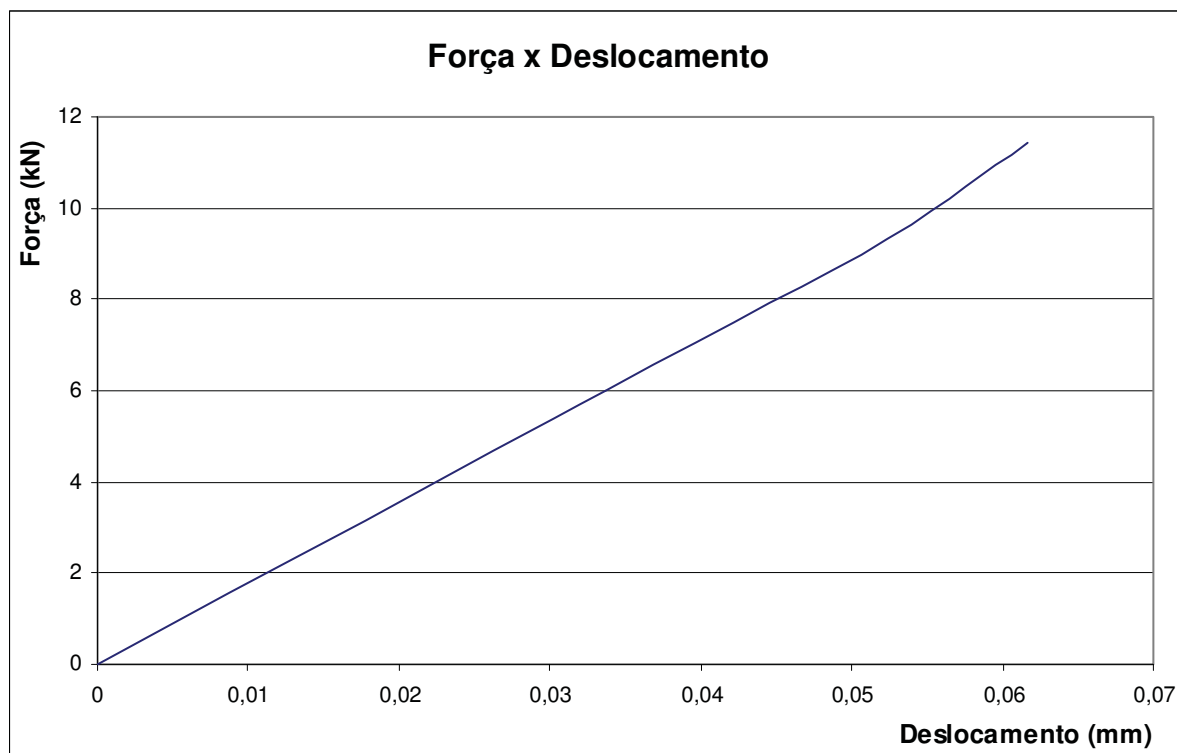


Figura 15 – Gráfico de Força x Deslocamento para os parafusos M6 x 1,00 mm com rosca parcial.

3.3. Ensaio de fadiga de uma junta aparafusada

Os ensaios de fadiga foram realizados utilizando um dispositivo usinado em aço SAE 1045 sendo projetado com base na norma NASM 1312-8. Esse dispositivo é apresentado na Figura 16.



Figura 16 – Dispositivo de fadiga utilizado.

Os experimentos obedeceram a seguinte sequência de operações:

- Alinhamentos do conjunto superior e inferior do dispositivo;
- Posicionamento do parafuso ensaiado, de modo que o mesmo não apresente interferência com o dispositivo;
- Aplicação do torque de montagem;
- Aplicação do carregamento externo cíclico. Este carregamento possui razão de carga $R = 0$, ou seja, a carga externa parte de zero até seu máximo valor e retorna à zero, e assim sucessivamente. A frequência utilizada foi de 12 Hz, e a curva de carregamento senoidal.

3.4. Ensaio de deformação das arruelas

Procedimento

- Retirada das rebarbas - todas as arruelas foram lixadas para que as rebarbas não comprometessem as medições;

- Marcação e identificação das arruelas - Para garantir que as medições, antes e após o carregamento, fossem sempre realizadas nos mesmos pontos, todas as arruelas foram marcadas em três pontos com cores identificando as que ficariam junto à cabeça do parafuso e junto à porca, conforme Figura 17;

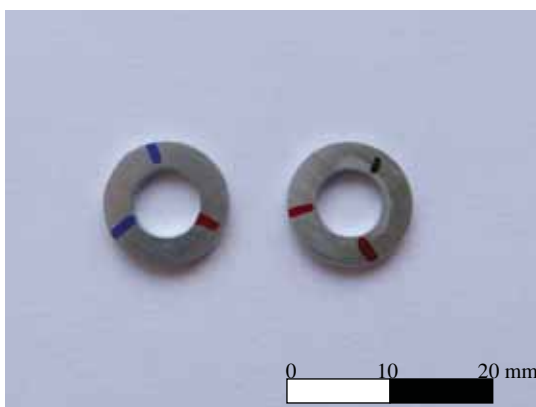


Figura 17 – Marcação das arruelas para medição.

- Medição antes do carregamento;

- Aplicação do torque de aperto - o torque de aperto foi de 12 N.m resultando em uma pré-carga de 9.245 N;

- Aplicação da carga externa - esta etapa foi executada apenas para os cdp's que foram submetidos a carga externa cíclica de 0 até 9.000 N que devido ao efeito da junta de tração resulta em um acréscimo máximo de carga nas arruelas de 1.980 N , este carregamento foi repetido por 7.000 ciclos. O dispositivo utilizado nos experimentos foi apresentado na Figura 16;

- Desmontagem e medição final.

4. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Para realizar as simulações numéricas foi utilizado o software comercial ANSYS *Workbench*; este software utiliza o método dos elementos finitos para efetuar as simulações.

A simulação da junta aparafusada utilizada neste trabalho foi dividida em dois modelos, sendo um contendo as placas que compõe a junta e um parafuso simplificado unindo-as. No segundo modelo é composto pelo parafuso, porca e arruelas, todos modelados com sua geometria e dimensões reais. Esta divisão foi utilizada para reduzir o número de elementos e nós de que resultaria de um único modelo, economizando assim esforço computacional e diminuindo o tempo de processamento.

4.1. Modelagem das placas da junta aparafusada

O primeiro passo na modelagem de uma simulação é a escolha do modelo base, que depende diretamente do tipo de análise que será realizada. Neste trabalho utilizou-se o modelo *Static Strutural* (Estrutural Estático). Esta etapa é apresentada na Figura 18.

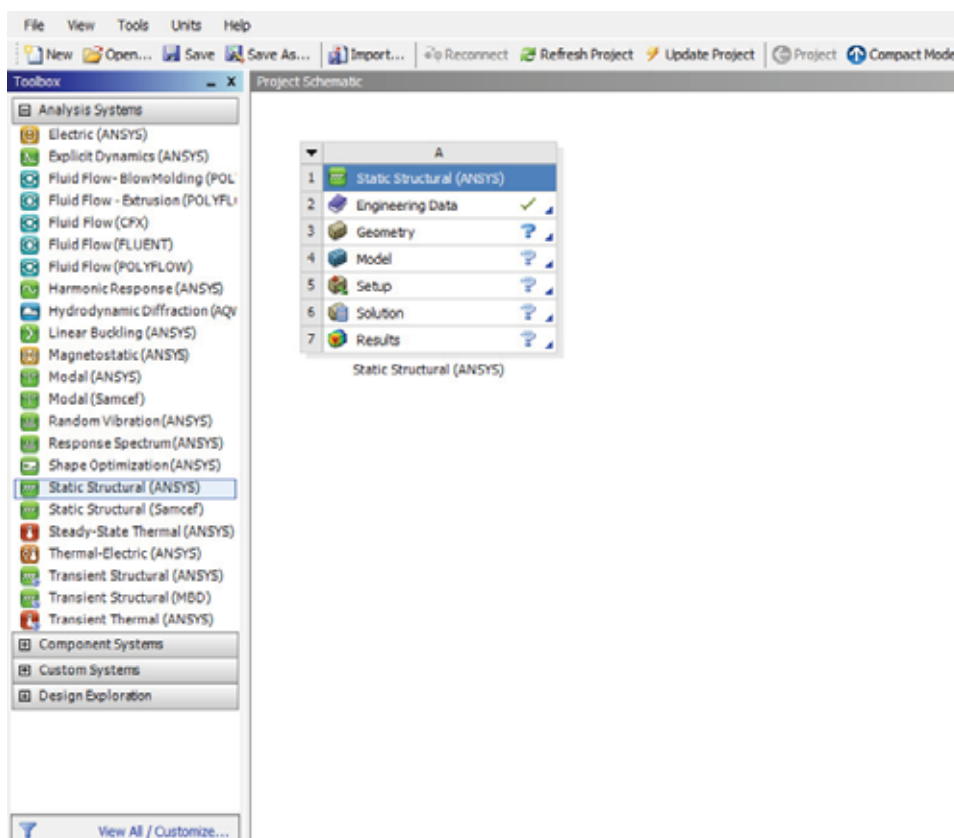


Figura 18 – Escolha do tipo de análise a ser realizada.

A próxima etapa é a escolha dos materiais que serão utilizados no modelo de simulação, para isto foi escolhido a opção *Engineering Data*, conforme apresentado na Figura 19.

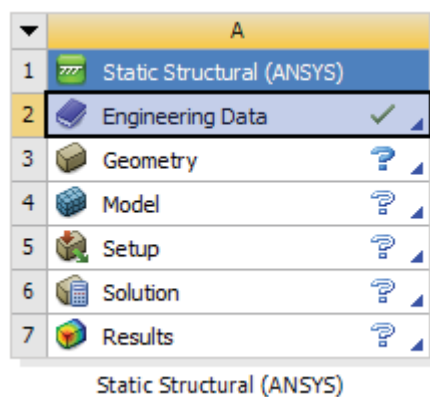


Figura 19 Escolha dos materiais utilizados.

Neste modelo de simulação foram utilizados dois materiais, aço SAE 1045 para as placas da junta e aço Grau 8.8 para o parafuso simplificado, as propriedades mecânicas desses materiais devem ser inseridas no software conforme é mostrado na Figura 20.

Outline of Schematic A2: Engineering Data			
	A	B	C
1	Contents of Engineering Data	✓	S...
3	Aço 1045	☐	⊞
4	Aço Grau 8.8	☐	⊞
*	Click here to add a new material		

Properties of Outline Row 4: aço Grau 8.8		
	A	B
1	Property	Value
2	Density	7850
3	Isotropic Elasticity	
4	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
5	Young's Modulus	2,07E+11
6	Poisson's Ratio	0,3
7	Bulk Modulus	1,725E+11
8	Shear Modulus	7,9615E+10
9	Multilinear Isotropic Hardening	Tabular
10	Scale	1
11	Offset	0

Figura 20 – Inserção das propriedades mecânicas dos materiais utilizados.

Após a escolha dos materiais foi modelada a geometria da junta aparafusada utilizando a opção *Geometry*. Esta modelagem é composta de duas placas unidas por meio de um parafuso simplificado. A geometria do parafuso foi simplificada para diminuir o tempo de processamento, pois o foco deste modelo é a obtenção da força de união entre as placas e não analisar o parafuso (o parafuso é o foco da análise do segundo modelo). O diâmetro utilizado na modelagem do parafuso foi tal que manteve a mesma rigidez dos parafusos M6 x 1,00 mm com rosca total e parcial, sendo esse diâmetro no valor de 4,9 mm para o parafuso com rosca total e de 5,4 mm com rosca parcial. A modelagem da junta é apresentada na Figura 21.

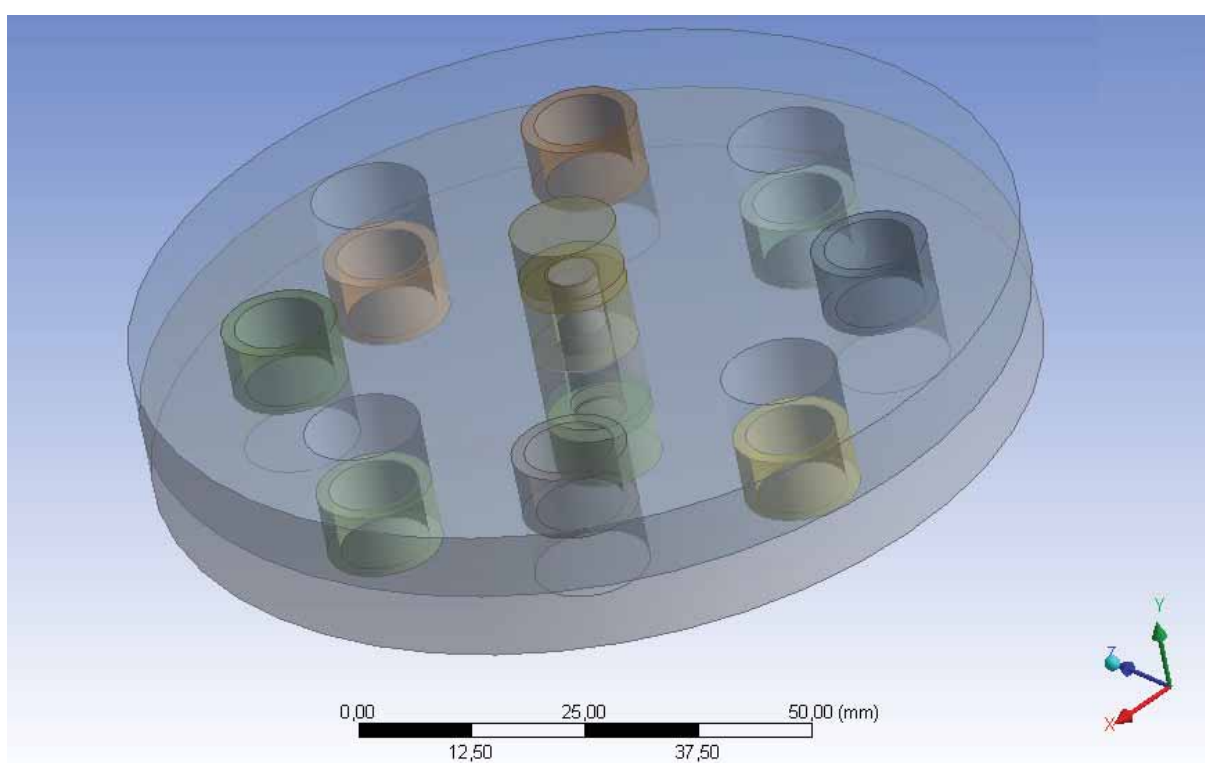


Figura 21 – Modelagem geométrica da junta aparafusada.

Após a escolha dos materiais e da modelagem geométrica é iniciado a etapa de modelamento na opção *Model*, como apresentado na Figura 22.

Após a inicialização do pacote de modelamento é feita a correlação entre os materiais e a geometria definidos anteriormente. Para as placas foi atribuído o material Aço 1045, e para o parafuso o Aço Grau 8.8, conforme ilustra as Figuras 23 e 24 respectivamente.

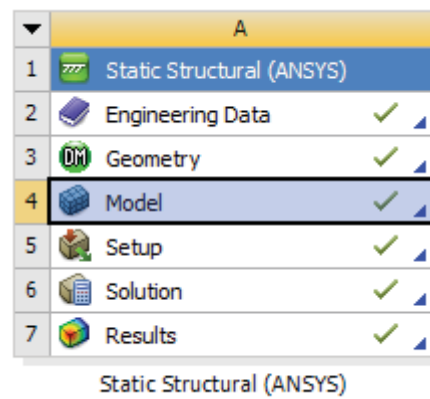


Figura 22 – Inicialização da opção de modelamento.

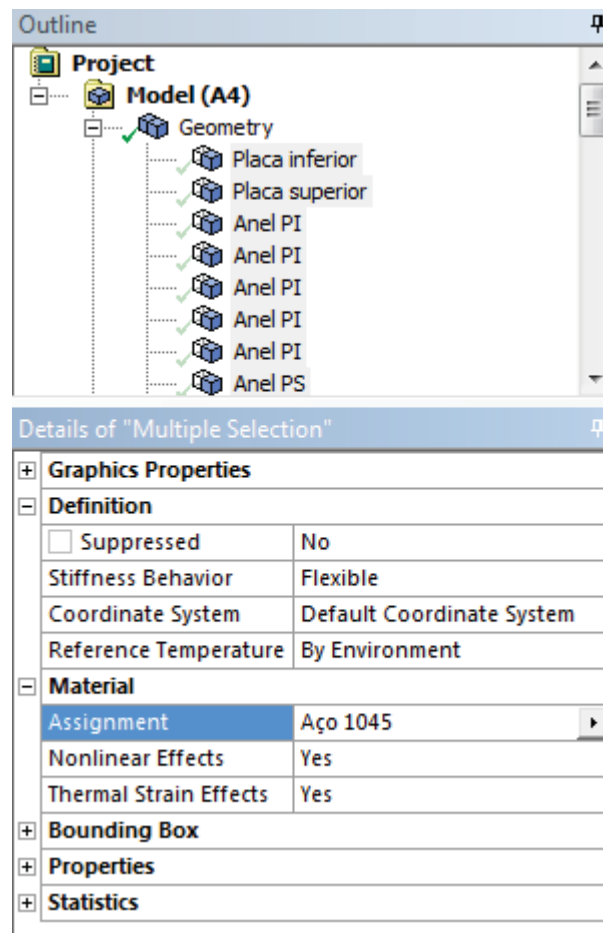


Figura 23 – Correlação entre a geometria das placas e o aço SAE 1045.

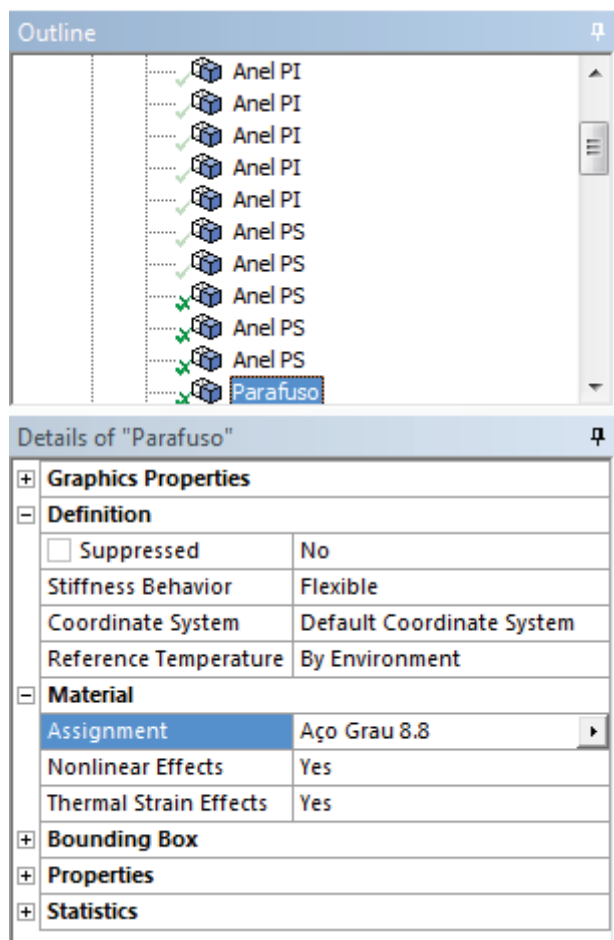


Figura 24 – Correlação entre a geometria do parafuso e o aço Grau 8.8.

4.1.1 Pares de contatos

Os contatos (interface) existentes entre os anéis da placa superior com a mesma são do tipo “*Bonded*”, ou seja, são colados formando um sólido contínuo, estes anéis foram feitos para criar uma região de aplicação de carregamento e restrição compatíveis com os suportes reais utilizados nos ensaios, a seleção do contato entre um anel da placa superior com a mesma é mostrada na Figura 25. O mesmo ocorreu com os anéis da placa superior com a mesma. Já o contato entre as placas superior e inferior é do tipo “*Frictional*”, ou seja, com atrito, sendo que neste modelo foi utilizado um coeficiente de atrito igual a 0,15, a seleção do contato entre as placas superior e inferior é mostrada na Figura 26. As placas e seus respectivos anéis são mostrados na Figura 27.

O parafuso simplificado também foi dividido em seguimentos para facilitar a aplicação do carregamento e das restrições assim como todos os seus contatos são do tipo “*Bonded*”.

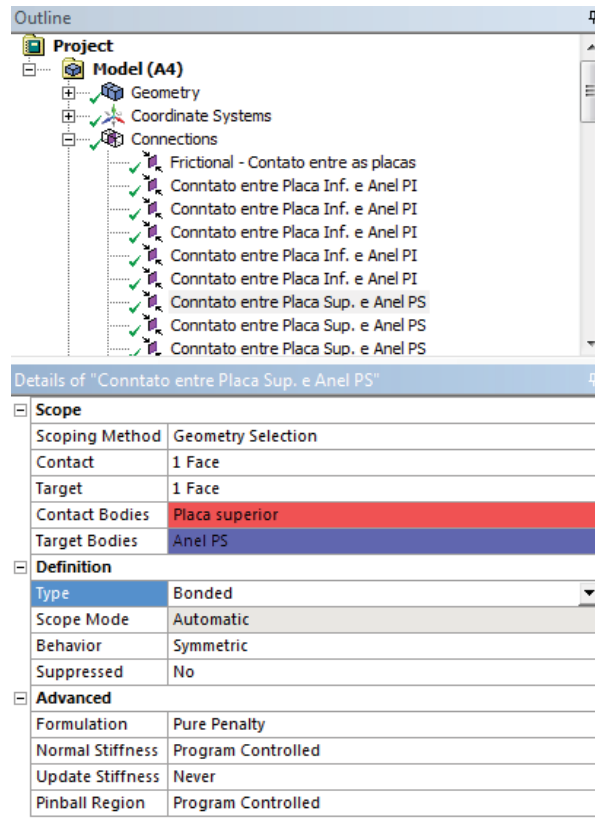


Figura 25 – Seleção do contato entre um anel da placa superior com a mesma.

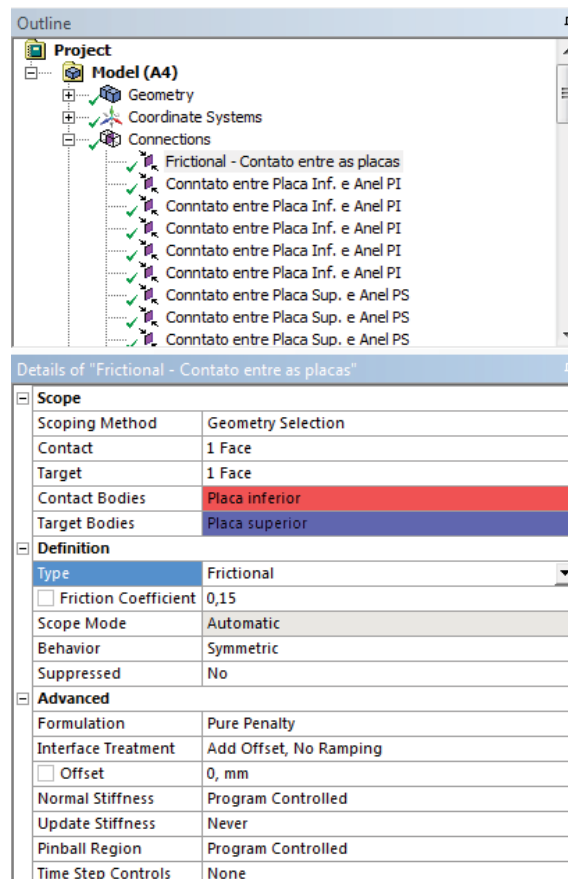


Figura 26 – Seleção do contato entre a placa inferior e superior.

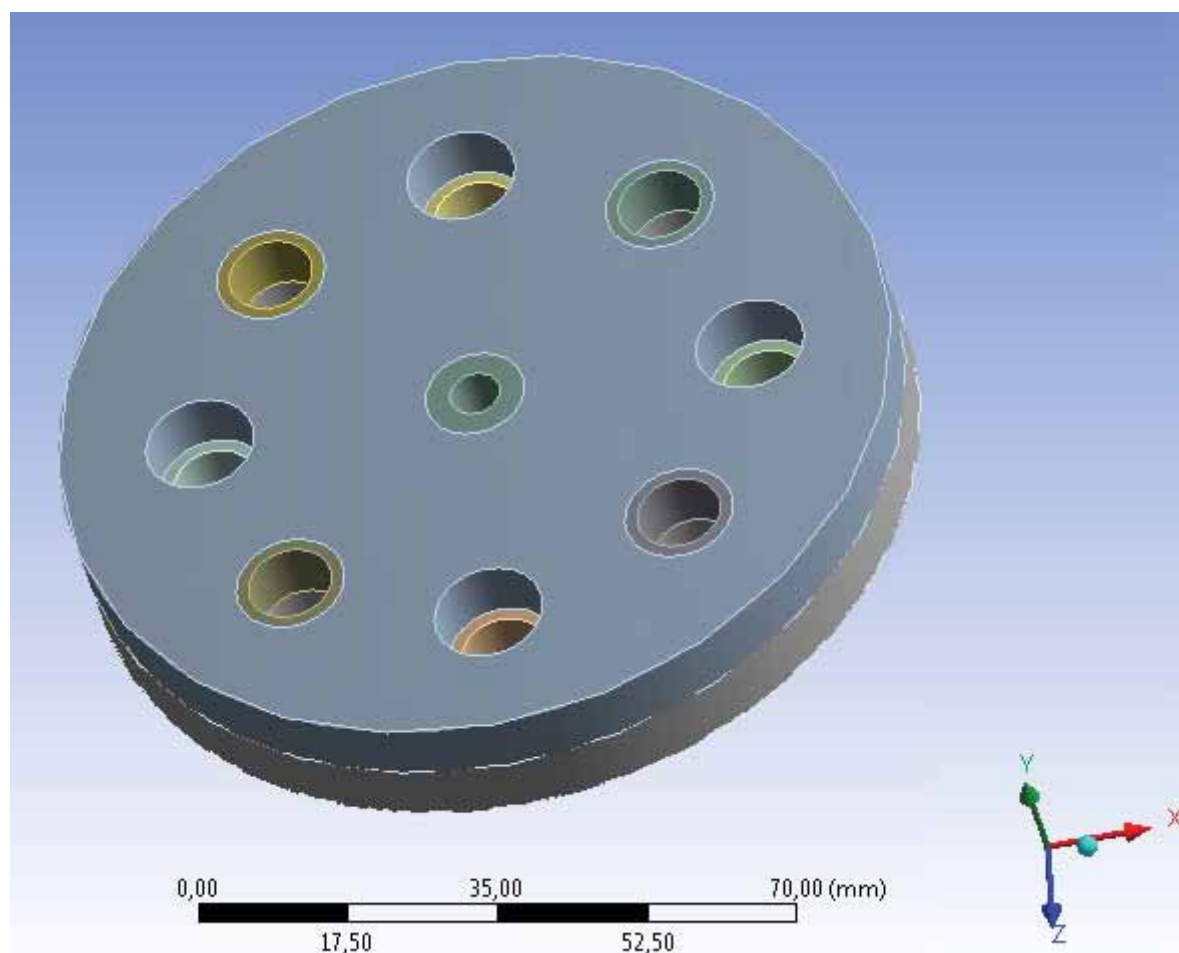


Figura 27 – Placas com seus respectivos anéis.

O contato existente entre as extremidades do parafuso e as arruelas, entre as arruelas e as placas são do tipo “*No Separation*”, ou seja, não são um sólido contínuo podendo haver escorregamento entre seus componentes, mas não ocorrerá separação entre eles. Esse tipo de contato foi escolhido, pois diminui o tempo de processamento e não influencia no resultado uma vez que como estas partes estão sujeitas a compressão entre si e não haverá a separação.

4.1.2 Malha dos elementos finitos

Para a construção da malha de elementos finitos foram utilizados os seguintes elementos:

Elemento SURF154 pode ser utilizado para diversas aplicações que contenham condições de contorno ou cargas na superfície. Ele pode ser utilizado sobre a face de uma área de qualquer elemento 3-D. O elemento é aplicável a análises estruturais em 3-D. Permite que

existam simultaneamente várias cargas e condições de contorno. Ele pode ser constituído por quatro a oito nós.

O SOLID186 é um elemento sólido 3-D de ordem superior. O elemento é definido por 20 nós com três graus de liberdade por nó: translação nodal nas direções x, y, z. O elemento pode ser utilizado com hiperelasticidade, plasticidade, fluência, e grandes deformações.

O CONTA174 é usado para representar o contato ou deslizamento entre superfícies de geometrias em 3-D e possui uma superfície deformável, é utilizado com o elemento “alvo” TARGE170. O elemento é aplicável a geometrias 3-D para análises de contatos estruturais e acoplamentos. Este elemento é situado na superfície de elementos 3-D, tais como o SOLID186 citado anteriormente.

A malha utilizada nesse modelo de simulação possui tamanho de elemento no valor de 3,00 mm, conforme é mostrado na Figura 28. Nesse modelo foram gerados 36.857 nós e 6.570 elementos.

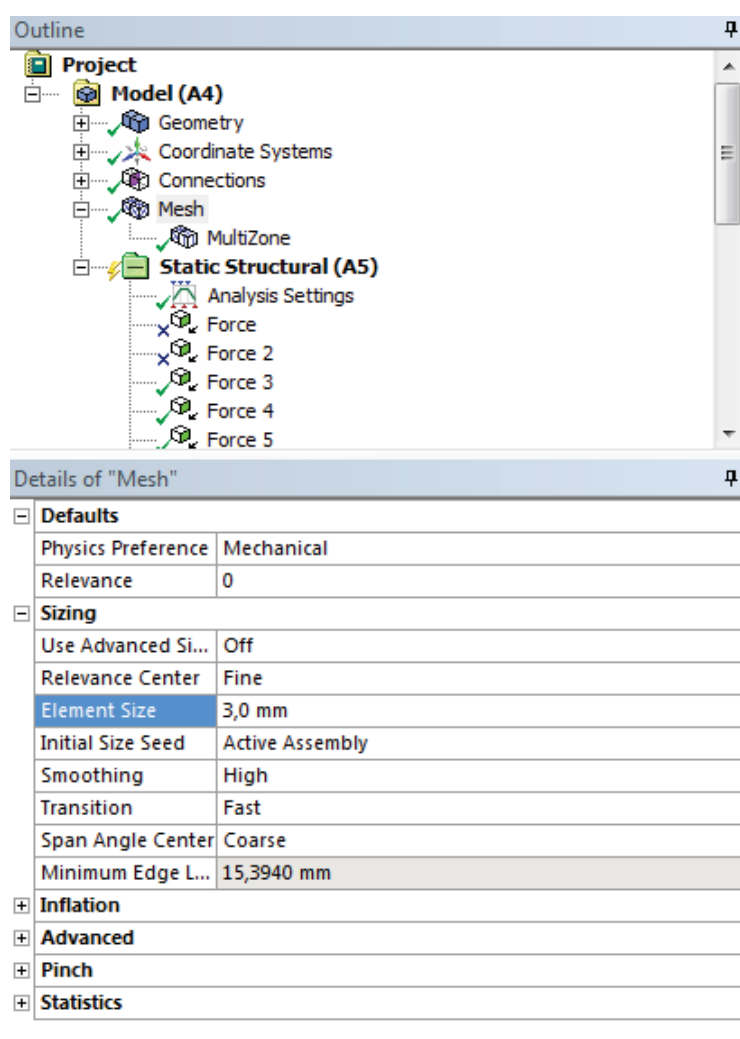


Figura 28 – Tamanho dos elementos utilizados.

Por se tratar de um conjunto que possui peças alinhadas, construiu-se uma malha “casada”, ou seja, os nós de uma peça estão alinhados com a outra, permitindo assim, que ocorra uma precisão maior nos resultados e também uma maior velocidade de processamento do modelo. Esta malha “casada” foi gerada selecionando-se todos os componentes da simulação e aplicando o método “*MultiZone*”. A seleção dos componentes é mostrada na Figura 29, e a seleção do método escolhido é apresentada na Figura 30.

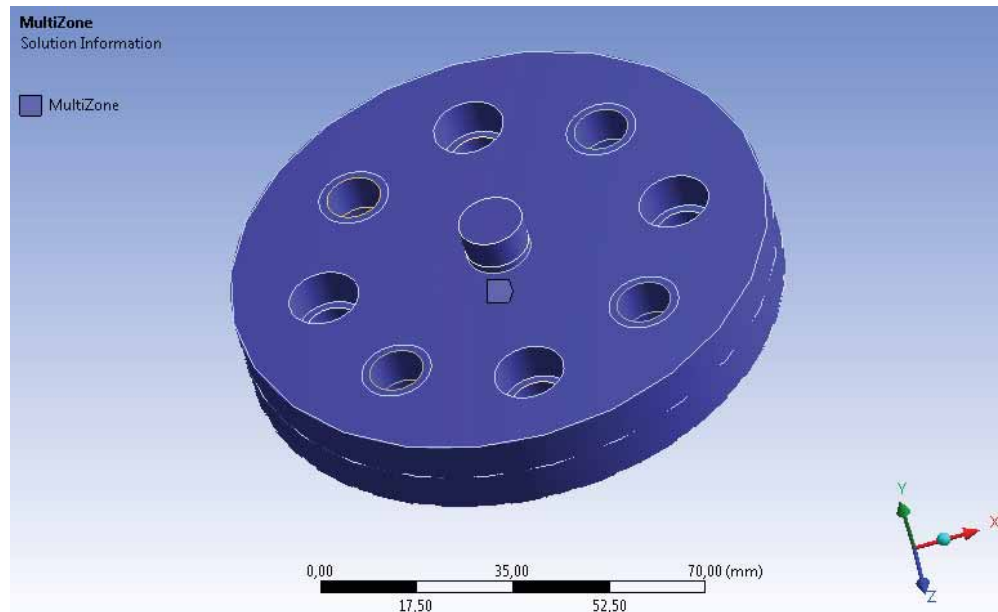


Figura 29 – Seleção dos componentes da geometria para aplicação do método *MultiZone*.

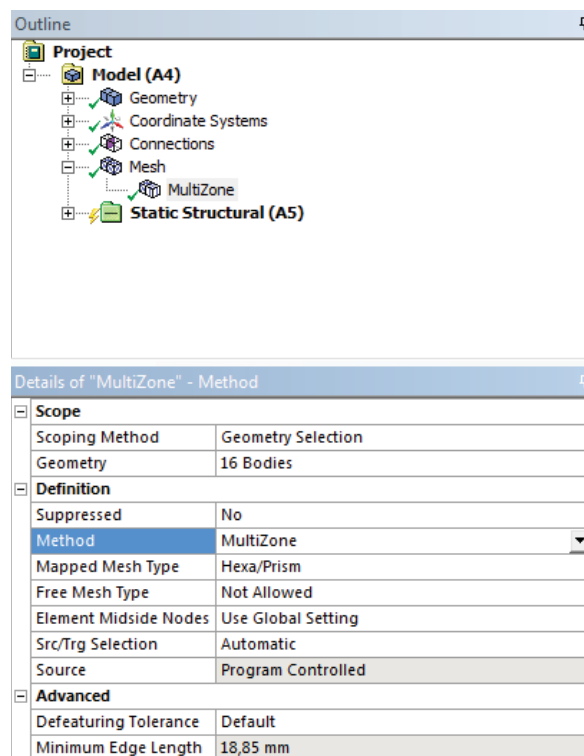


Figura 30 – Seleção do método escolhido: *MultiZone*.

A malha gerada para o dispositivo de fadiga é mostrada na Figura 31, na qual pode se notado o alinhamento existente entre as malhas (nós e elementos) dos componentes da junta.

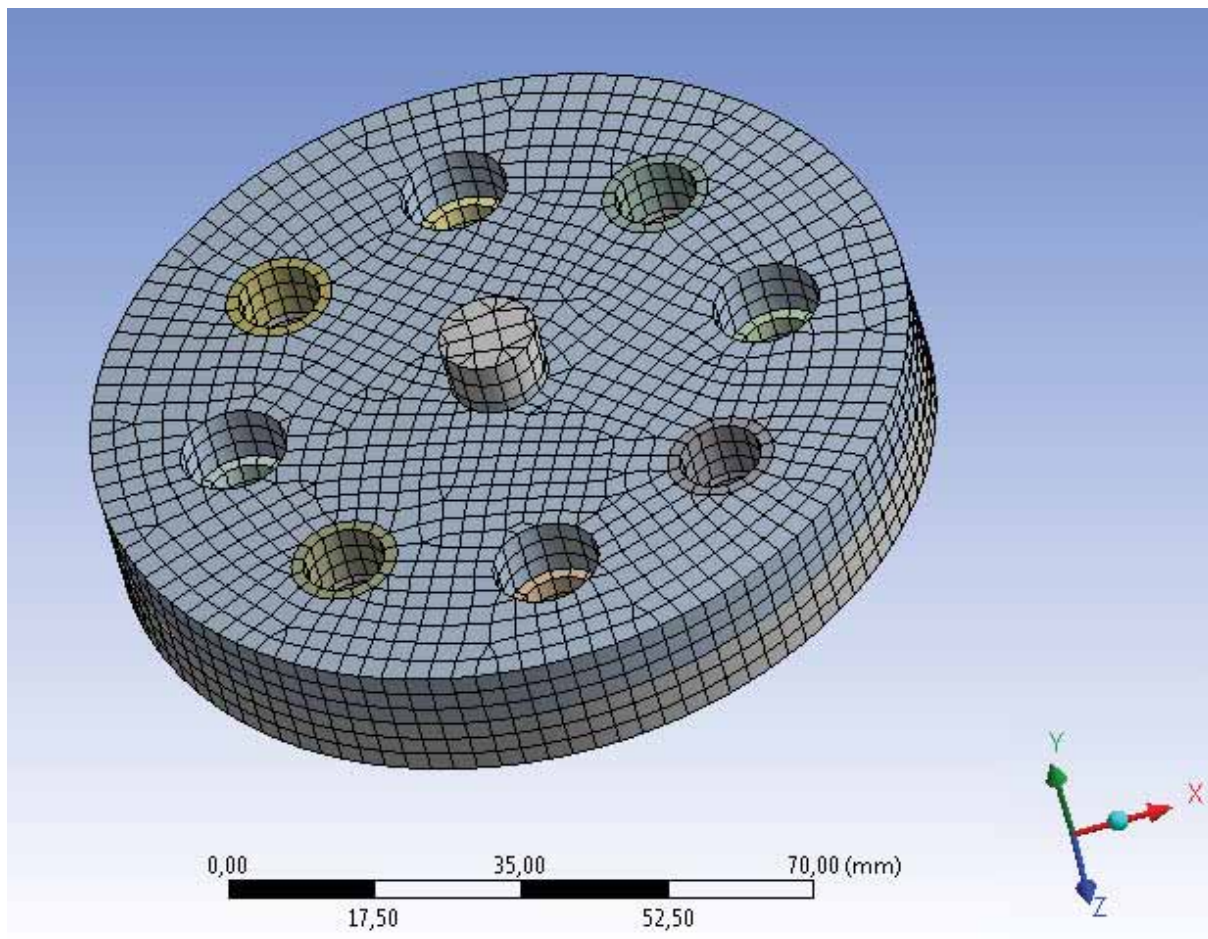


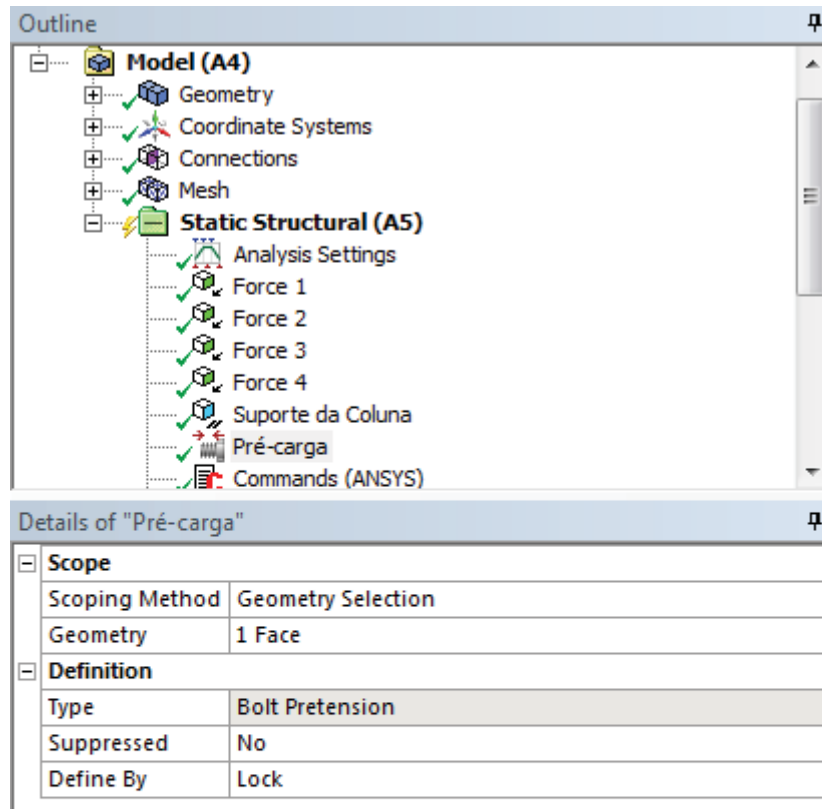
Figura 31 – Malha dos elementos finitos gerada.

4.1.3 Condições de contorno

O modelo de simulação foi dividido em dois “Steps” (etapas), sendo que no primeiro *step* foi aplicada a pré-carga sobre o parafuso e a restrição de movimento de uma das placas (esta restrição corresponde ao conjunto fixo do dispositivo), no segundo *step* foi aplicado o carregamento externo (correspondente ao êmbolo da máquina de ensaios).

Na Figura 32 a) é mostrado a seleção da opção de pré-carregamento em parafusos (“*Bolt Pretension*”), na Figura 32 b) é apresentado o ciclo deste carregamento, que nesse caso foi a aplicação de carga no valor de 9.281 N, que é o valor correspondente a carga axial resultante da aplicação de um torque equivalente a 80% da carga de prova do parafuso (11.600 N). Esse

carregamento foi feito no primeiro *step*, e mantido inalterado no segundo *step* (ativando a função “*Lock*”), como pode ser observado na Figura 32 b).



a)

Tabular Data				
	Steps	☒ Define By	☒ Preload [N]	☒ Adjustment [mm]
1	1,	Load	9281,	N/A
2	2,	Lock	N/A	N/A
*				

b)

Figura 32 – a) Seleção da opção de pré-carregamento em parafusos (“*Bolt Pretension*”); b) Ciclo de carregamento.

O pré-carregamento do parafuso foi feito em sua porção central e foi utilizada essa geometria para garantir uma boa distribuição da carga aplicada, sendo que esse carregamento é apresentado na Figura 33.

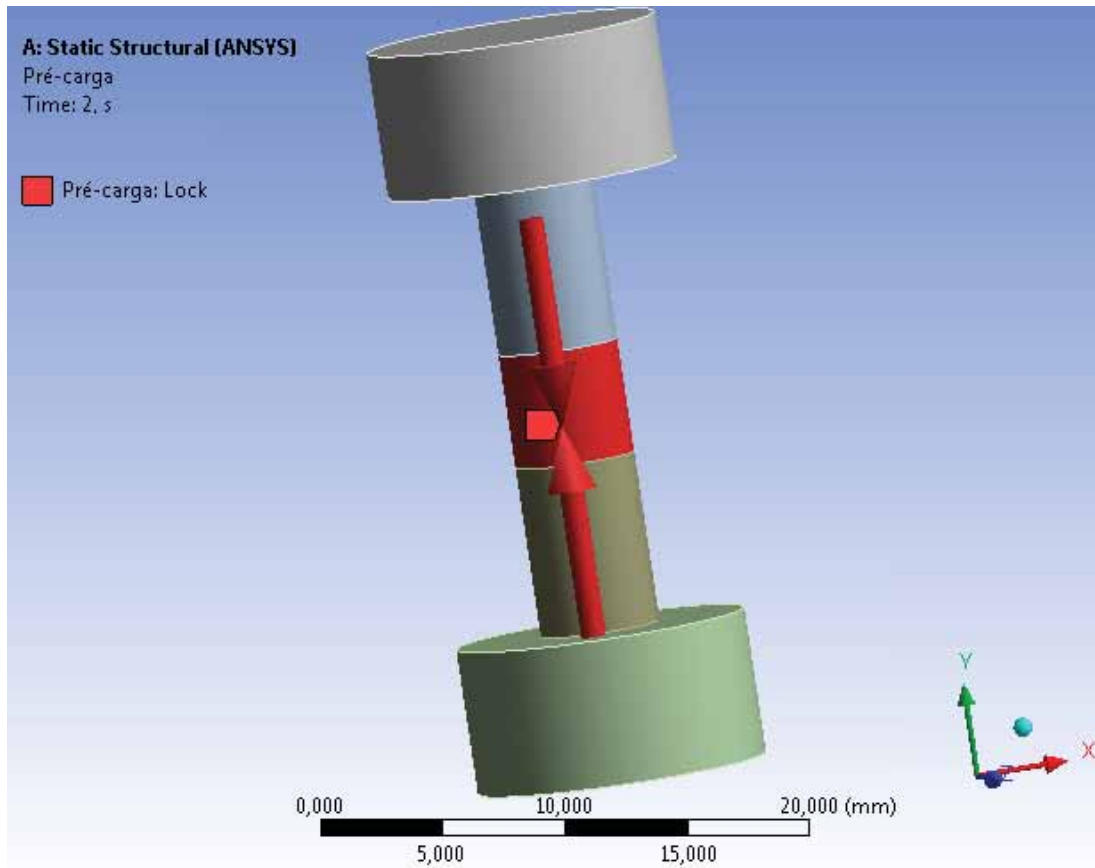


Figura 33 – Seleção da geometria submetida ao pré-carregamento.

A força externa é aplicada no segundo *step* do modelo, ou seja, quando ocorre a pré-carga no primeiro *step* o carregamento externo não ocorre. Na Figura 34 são mostrados os dados do carregamento externo para cada *step*. Este carregamento é aplicado sobre a face dos cilindros menores da placa inferior, conforme é mostrado na Figura 35.

Tabular Data						
	Steps	Time [s]	☒ X [N]	☒ Y [N]	☒ Z [N]	
1	1	0,	0,	0,	0,	
2	1	1,	0,	0,	0,	
3	2	2,	= 0,	-1875,	= 0,	
*						

Figura 34 – Dados do carregamento externo para cada *step*.

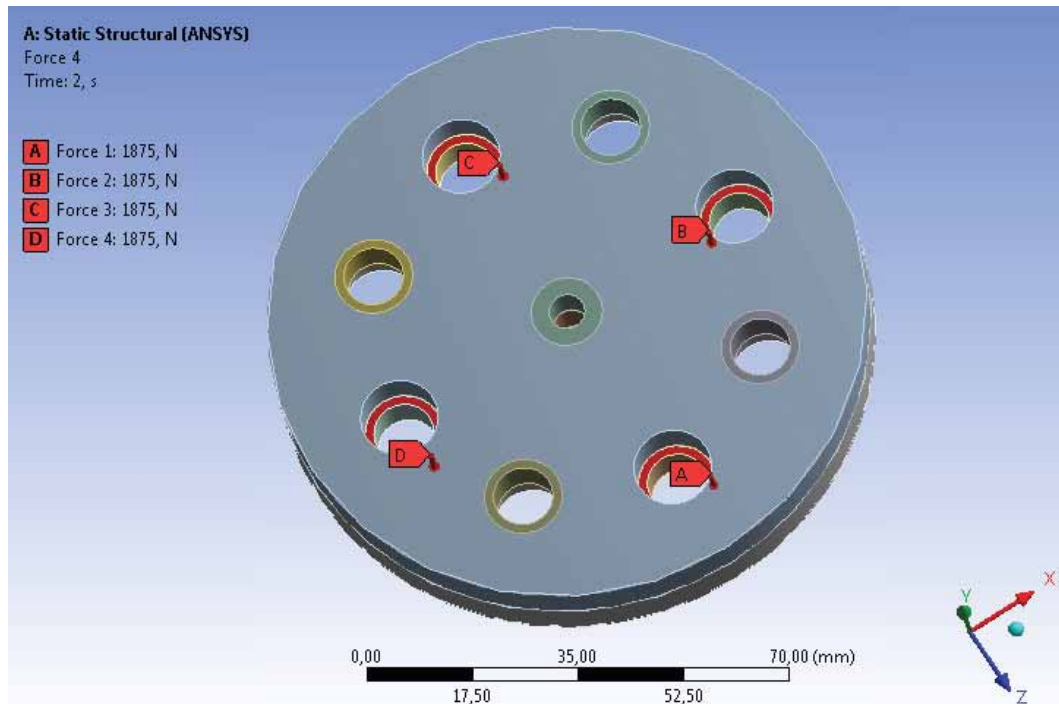


Figura 35 – Aplicação da força externa.

Na face dos cilindros da placa superior foram aplicadas restrições de movimento na direção y, estas restrições permanecem ativas nos dois *steps* de carregamento. A aplicação das restrições de movimento é mostrada na Figura 36.

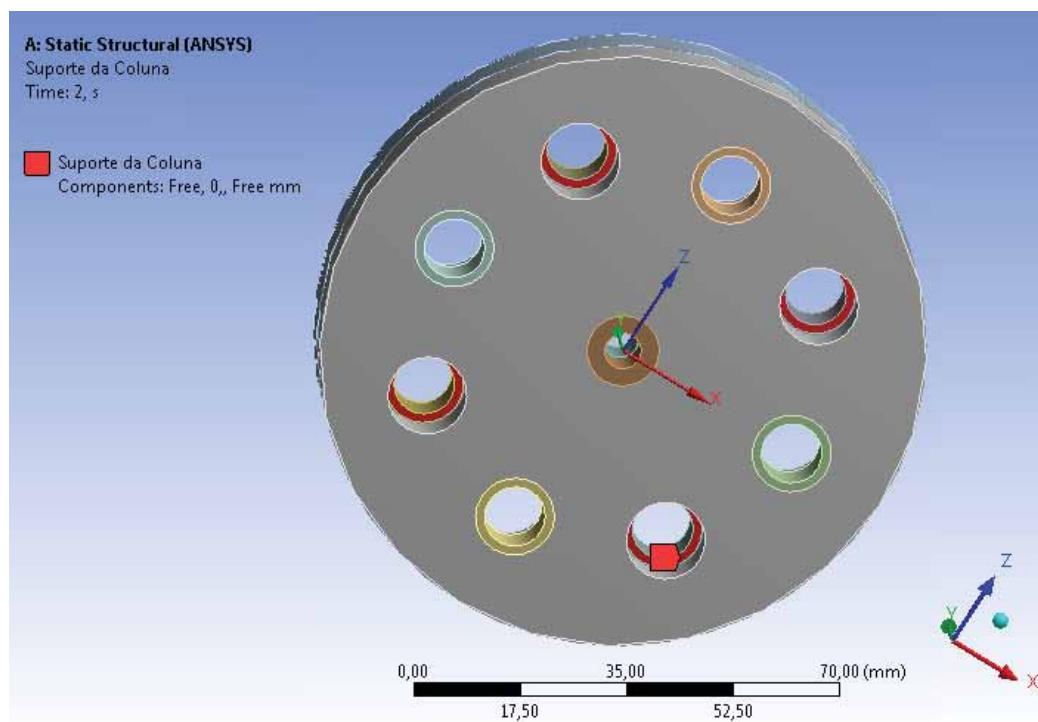


Figura 36 – Aplicação das restrições de movimento na direção y.

Após a aplicação das condições de contato do modelo é iniciada a etapa de pós-processamento. Os dados de saída desejados nesta simulação são as forças resultantes na interface das duas placas da junta, para isto deve-se selecionar a ferramenta “*Force Reaction*” na opção “*Probe*” da barra de ferramentas, conforme apresentado na Figura 37. Para a seleção da área da interface da junta foi selecionado o método de localização com base nas regiões de contato, escolhendo-se o par de contatos referente a esta interface, como apresentado na Figura 38.

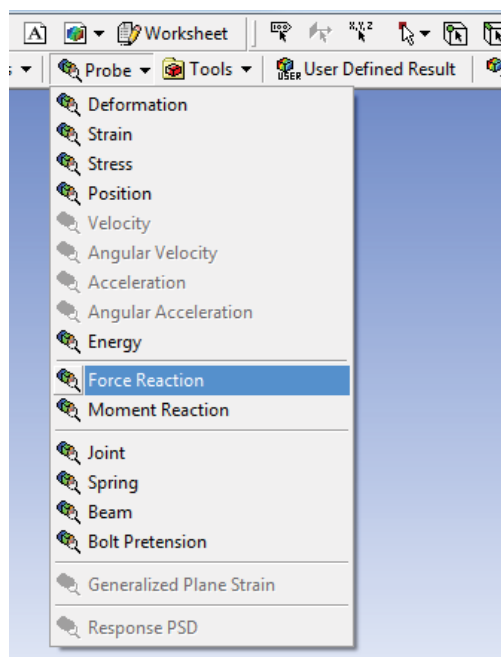


Figura 37 – Seleção da opção “Probe”.

Details of "Force Reaction"	
Definition	
Type	Force Reaction
Location Method	Contact Region
Contact Region	Frictional - Contato entre as placas
Orientation	Global Coordinate System
Extraction	Source (Underlying Element)
Options	
Result Selection	All
Display Time	End Time
Results	
☐ X Axis	-7,1742 N
☐ Y Axis	-765,98 N
☐ Z Axis	-0,34361 N
☐ Total	766,01 N
Maximum Value Over Time	
☐ X Axis	4,0327 N
☐ Y Axis	-457,77 N
☐ Z Axis	3,2558 N
☐ Total	4283,3 N
Minimum Value Over Time	

Figura 38 – Seleção da área da força de reação.

4.2. Modelagem do parafuso

Como descrito anteriormente o parafuso com sua geometria e medidas reais foi simulado isoladamente para diminuir o tempo de processamento da solução do modelo de simulação.

De maneira análoga ao modelo de juntas, a primeira etapa é a escolha do modelo base de simulação, o qual também foi usado o modelo *Static Strutural* (estrutural estático).

Após a seleção do modelo base são escolhidos os materiais que serão utilizados na simulação. Neste caso foi criado o material “aço grau 8.8” com os valores das propriedades mecânicas obtidas a partir de ensaios mecânicos. Estes valores são de 655 MPa para resistência ao escoamento e de 850 MPa para resistência à tração.

As altas concentrações de tensões ocorridas no parafuso devido a sua geometria e também os valores de carregamento aplicados ocasionam um escoamento localizado (para alívio de tensões) na região dos filetes. Para permitir que este escoamento ocorra é necessário a utilização da curva de tensão versus deformação (ϵ). Na Figura 39 é mostrada a tabela contendo estes valores e a curva gerada a partir desta tabela. Estes valores são correspondentes ao intervalo compreendido desde o início da região de escoamento até a região de deformação plástica do material.

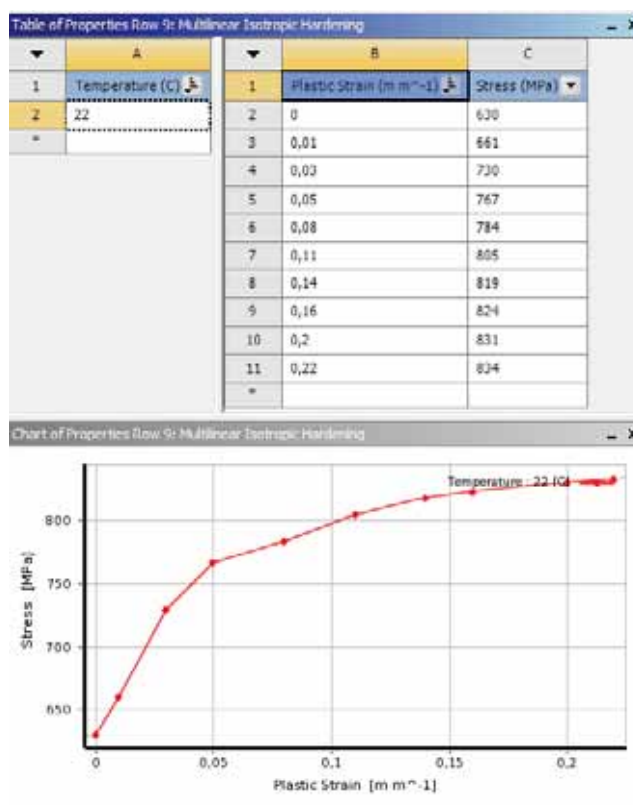


Figura 39 – Dados referentes ao escoamento e região plástica do material aço grau 8.8.

Nesta etapa também são inseridos os dados de vida em fadiga do material, estes valores também foram obtidos através de ensaios. Na Figura 40 é mostrado estes dados na forma de tabela e de gráfico, é importante salientar que os valores de tensão são referentes a tensão alternada, ou seja, a tensão máxima é o dobro do valor mostrado na Figura 40, pois foi utilizado razão de carregamento $R = 0$.

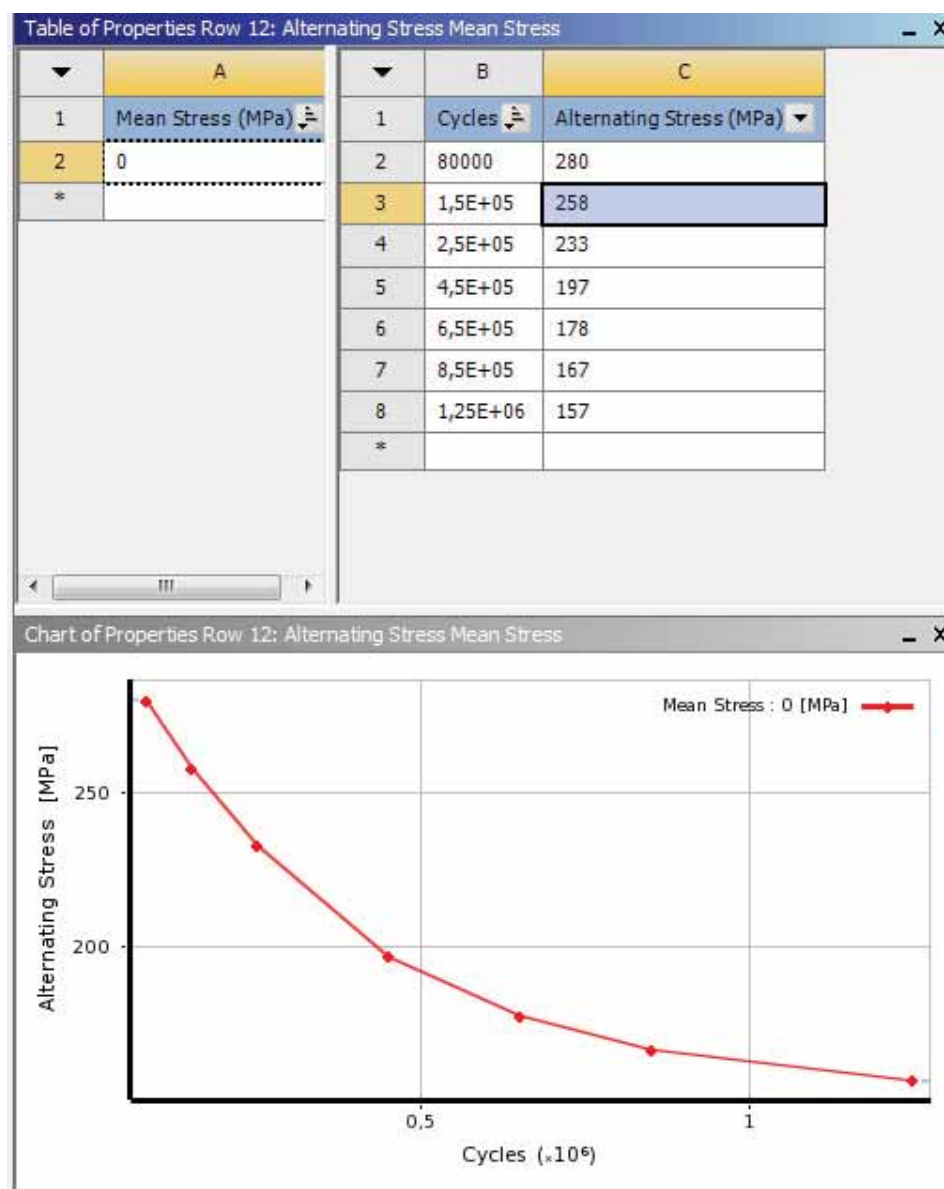


Figura 40 – Dados referente a vida em fadiga do material aço grau 8.8.

Após a inserção dos dados referentes as propriedades mecânicas, deve-se construir a geometria do modelo, por se tratar de uma geometria que contém diversos pontos de concentração de tensões e detalhes foi utilizado um software de CAD com mais recursos que o pacote de modelagem de geometria do ANSYS *Workbench*, o software em questão é o Autodesk Inventor 12.0. Após a confecção do modelo geométrico no Autodesk Inventor 12.0

deve-se importar o arquivo gerado para o modelador de geometria do ANSYS *Workbench*, conforme é mostrado na Figura 41.

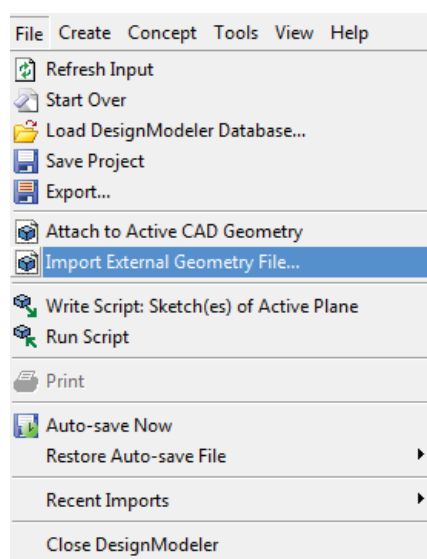


Figura 41 – Importação de figura externa para o ANSYS *Workbench*.

Na Figura 42 é apresentada a geometria importada do Autodesk Inventor do modelo do parafuso M6 x 1,00 mm com rosca parcial e 30 mm de comprimento, e na Figura 43 é mostrado o modelo M6 x 1,00 mm com rosca total e 30 mm de comprimento. Nestes modelos foram utilizadas as medidas reais dos componentes.

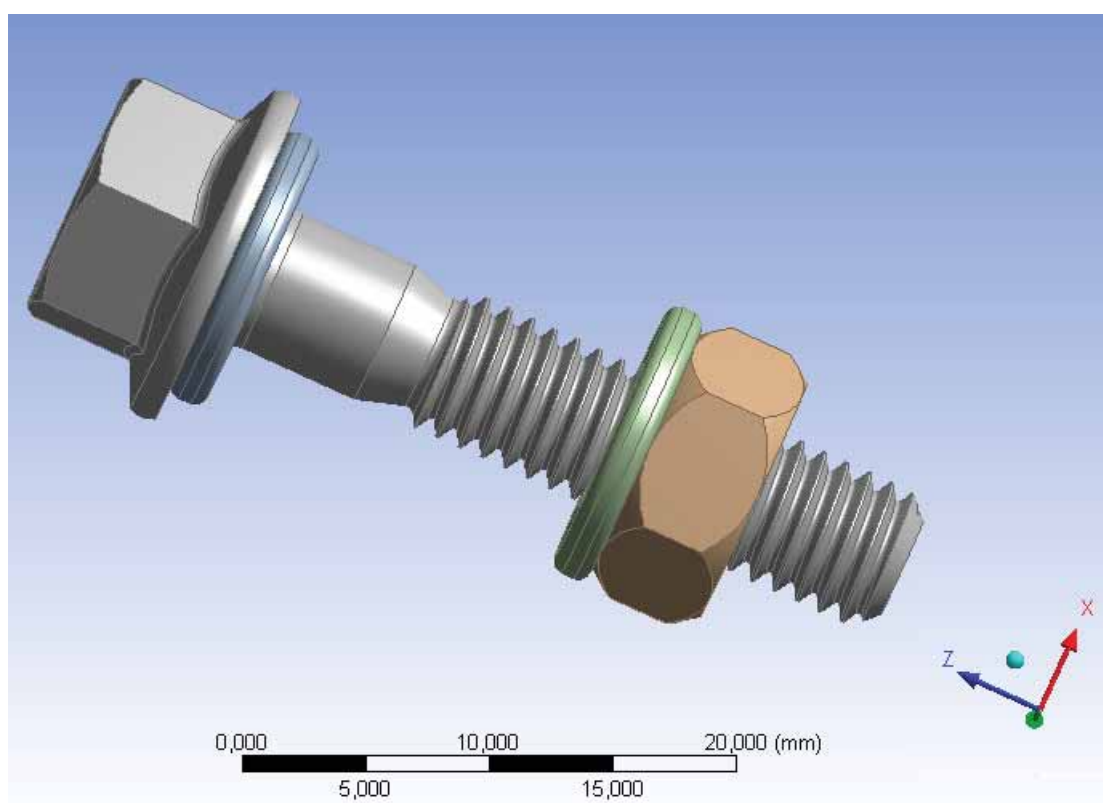


Figura 42 – Geometria do modelo com parafuso M6 x 1,00 mm com rosca parcial.

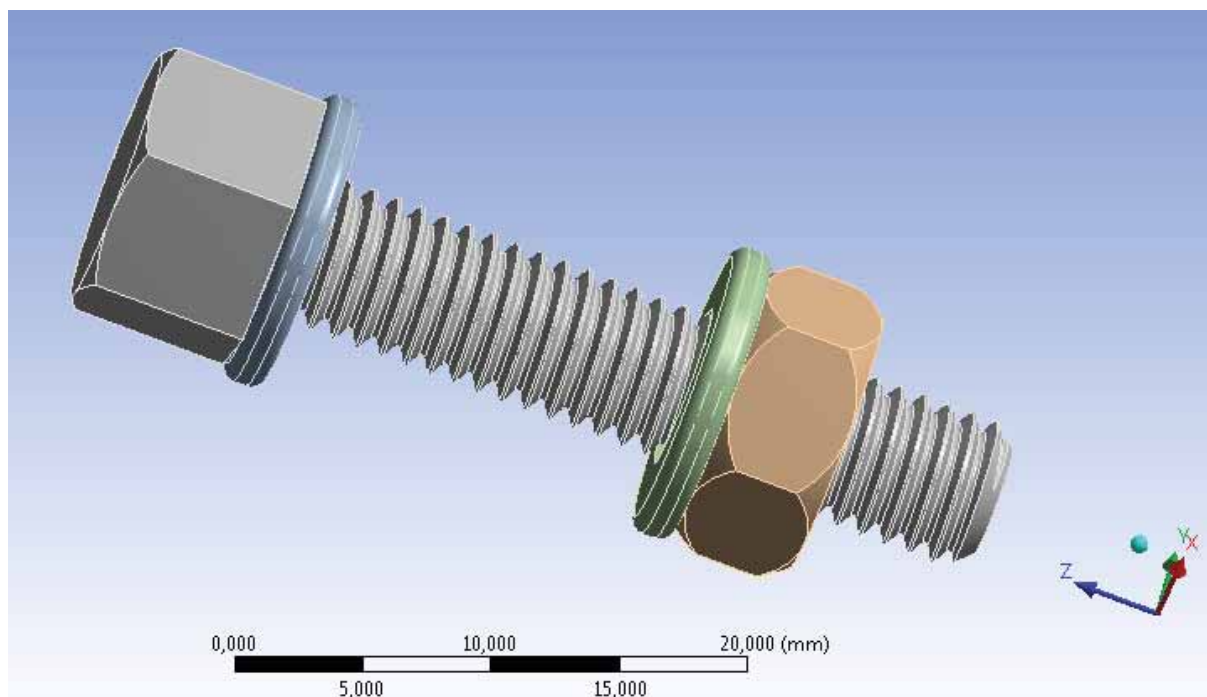


Figura 43 – Geometria do modelo com parafuso M6 x 1,00 mm com rosca total.

Após a finalização da construção da geometria é iniciado o pacote de modelamento “*Model*” presente na tela de gerenciamento de projeto do ANSYS *Workbench*.

4.2.1 Pares de contato

Nos dois modelos de simulação (parafuso com rosca parcial e total) o contato existente entre a arruela e a cabeça do parafuso, e entre a arruela com a porca são do tipo “*Bonded*”, este tipo de contato foi escolhido pois a arruela sempre está sujeita a cargas de compressão e consequentemente sempre está em contato com a cabeça do parafuso e com a porca, e outro fator que colaborou com a escolha do contato deste tipo é a diminuição do tempo de processamento do modelo.

O par de contato entre o parafuso e a porca também é do tipo “*Bonded*” devido ao seu menor tempo de processamento. Em ambos os modelos foi selecionado apenas a área dos filetes do parafuso que realmente estão em contato com a porca, a área em questão é destacada em vermelho para o parafuso e azul para porca nas Figuras 44 (modelo com rosca parcial) e 45 (modelo com rosca total).

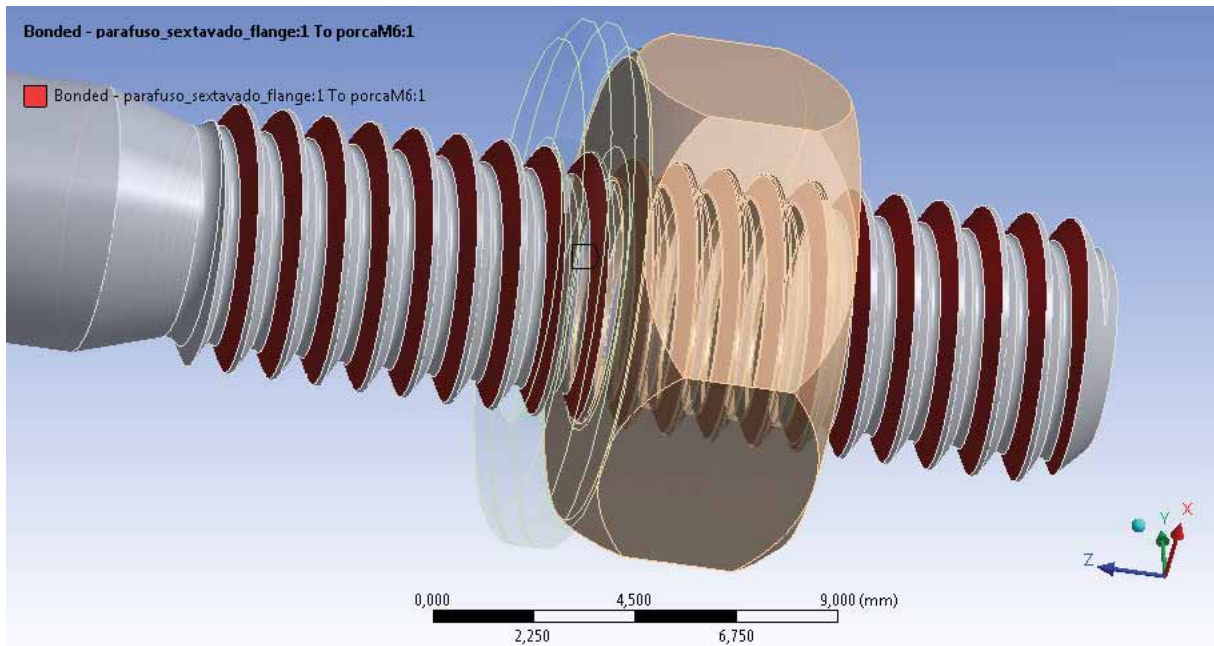


Figura 44 – Área selecionada do contato entre parafuso e porca do modelo com rosca parcial, com destaque para área selecionada do parafuso (em vermelho).

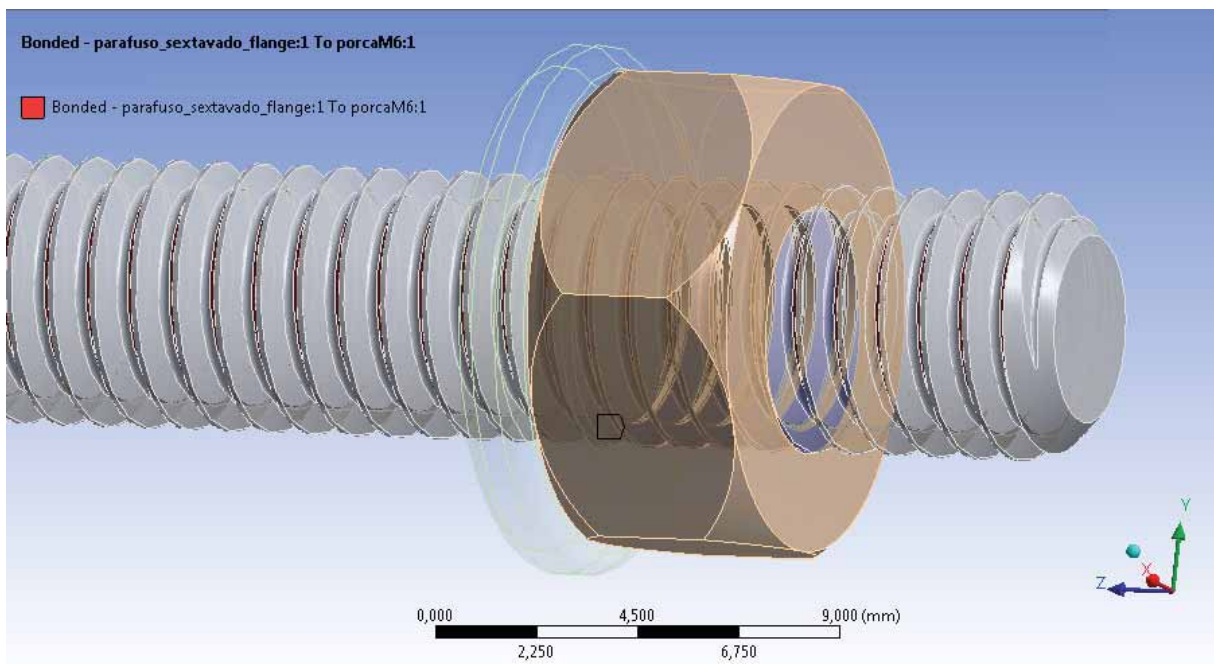


Figura 45 – Área selecionada do contato entre parafuso e porca do modelo com rosca total, com destaque para área selecionada da porca (em azul).

4.2.2 Malha de elementos finitos

Em ambos os modelos de simulação foram utilizados malhas de elementos finitos compostas de elementos tetraédricos e hexaédricos, com grau de refinamentos médio e transição suave entre geometrias. Os elementos que compõe a malha são: SURF154, SOLID186, CONTA174 e TARGE170 (todos os elemento foram detalhados no item 4.1.2).

No modelo utilizando parafuso com rosca parcial foram gerados 170.335 nós e 113.535 elementos e é mostrado na Figura 46, e o modelo usando parafuso com rosca total possui 111.619 nós e 76.287 elementos e é apresentado na Figura 47.

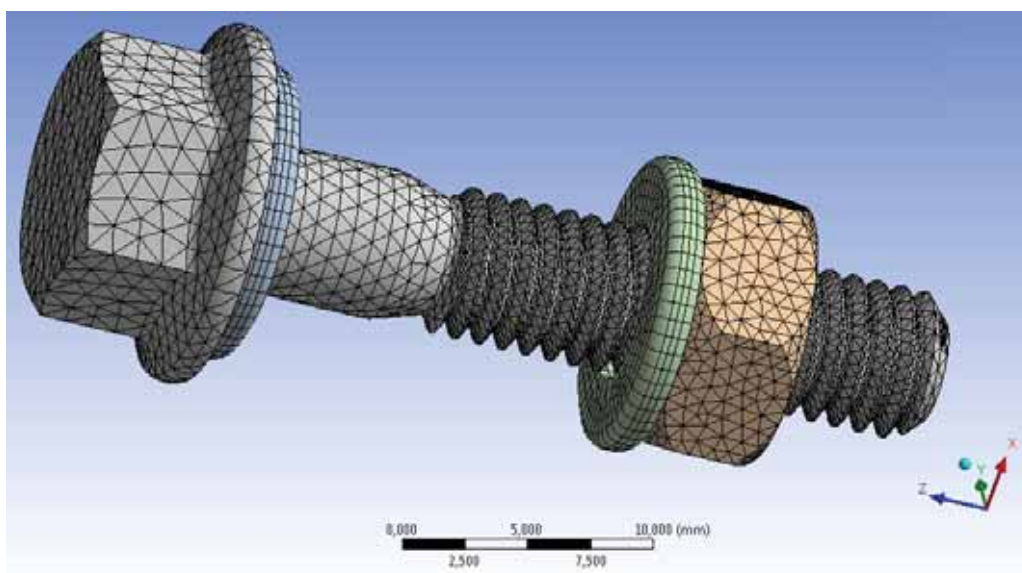


Figura 46 – Malha gerada do modelo do parafuso com rosca parcial.

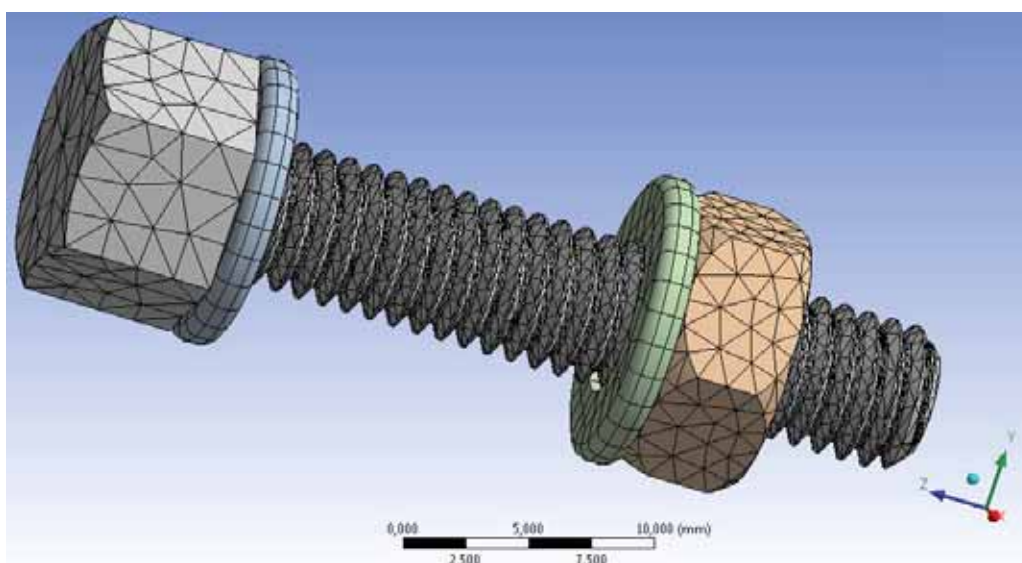


Figura 47 – Malha gerada do modelo do parafuso com rosca total.

4.2.3 Condições de contorno

O modelo de simulação dos parafusos é constituído de apenas um *step*, no qual é aplicado uma restrição de movimento na direção do eixo Z, na arruela que está junto a cabeça do parafuso e uma carga também na direção do eixo Z, de modo a tracionar os parafusos, aplicada na arruela face a porca, conforme ilustrado nas Figuras 48 e 49, para o parafuso com rosca parcial e total, respectivamente.

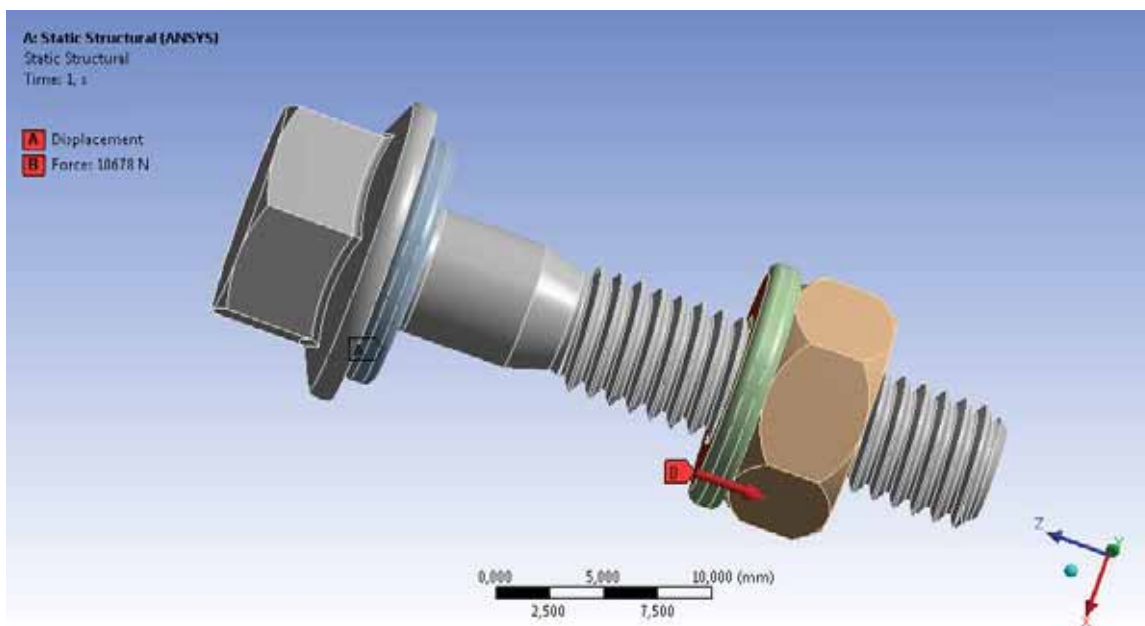


Figura 48 – Condições de contorno do modelo utilizando parafuso com rosca parcial.

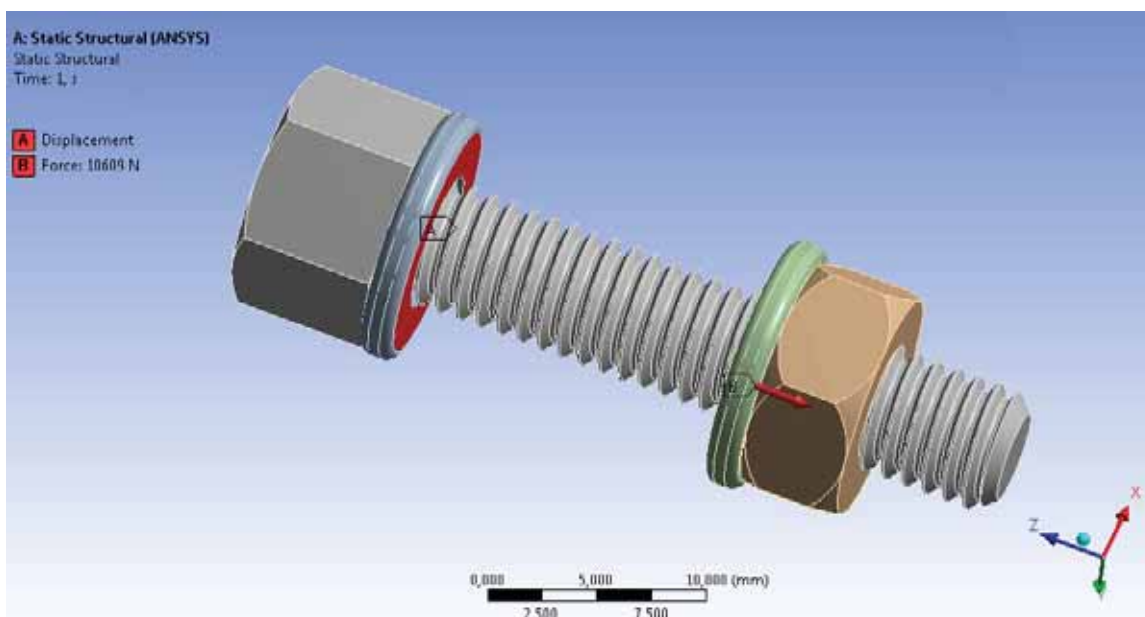


Figura 49 – Condições de contorno do modelo utilizando parafuso com rosca total.

4.2.4 Condições de processamento

Em ambos os modelos (parafusos com rosca parcial e total) foram utilizados os mesmos parâmetros de processamento. O *step* foi definido em função do tempo, com intervalo de 1s. Para facilitar a convergência o processamento do *step* foi dividido em *substeps* com intervalo inicial em 0,1s e incremento de tempo automático com valor mínimo de 0,01s e máximo de 0,1s, conforme mostrado na Figura 50.

Details of "Analysis Settings"	
[-] Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	0,1 s
Minimum Time Step	1,e-002 s
Maximum Time Step	0,1 s
[-] Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Large Deflection	Off
Inertia Relief	Off
[+] Nonlinear Controls	
[+] Output Controls	
[+] Analysis Data Management	
[+] Visibility	

Figura 50 – Condições de processamento da simulação.

4.3. Resolução dos modelos de elementos finitos

Após a etapa de modelagem dos conjuntos de parafusos é iniciada a etapa de solução do modelo, ou seja, é a fase de pós-processamento da simulação. Os resultados de análise estática utilizados são a tensão equivalente de Von Mises e a deformação ocorrida no parafuso (este resultado é utilizado para comparar com os valores obtidos no ensaio de tração nos parafusos utilizando o torquímetro no item 3.2). A seleção destes dados é apresentada na Figura 51. Para os resultados de fadiga foi inserido o pacote *Fatigue*, sendo escolhidos os itens *life*, *equivalent alternating stress* e *safety factor*.

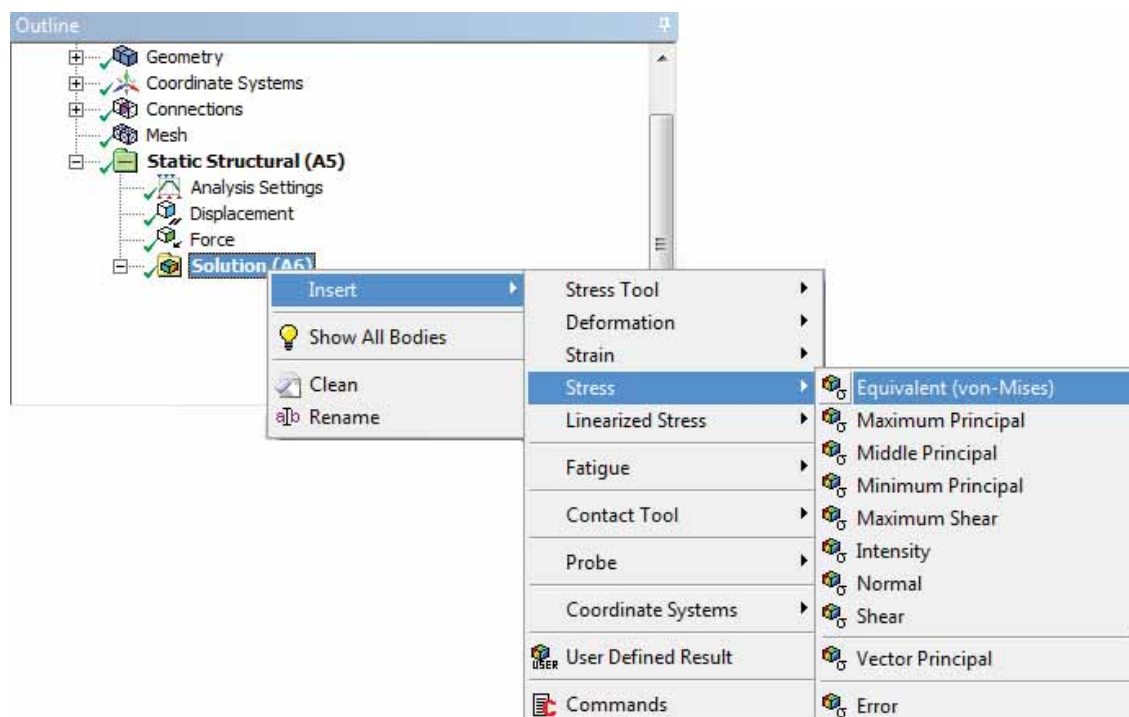


Figura 51 – Seleção dos itens da solução do modelo.

A aplicação da carga alternada no parafuso é uma senóide do tipo “*Ratio*”, ou seja, existe uma razão entre as cargas máximas e mínimas, o valor máximo dessas cargas é pré-carga aplicada com o torquímetro mais o valor calculado através do fator de junta obtido a partir dos resultados encontrados na simulação da junta (descrita no item 4.1), e o valor mínimo é apenas a pré-carga. O tipo de análise foi definido em função da tensão alternada e no número de ciclos, e o critério de falha utilizado para calcular a vida em fadiga é o Critério de Goodman. Os parâmetros utilizados na análise de fadiga são mostrados na Figura 52 e as curvas do carregamento e do critério de falha utilizados são apresentadas na Figura 53.

Details of "Fatigue Tool"	
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1,
Loading	
Type	Ratio
Loading Ratio	0,869
☐ Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

Figura 52 – Parâmetros utilizados na análise de fadiga dos parafusos.

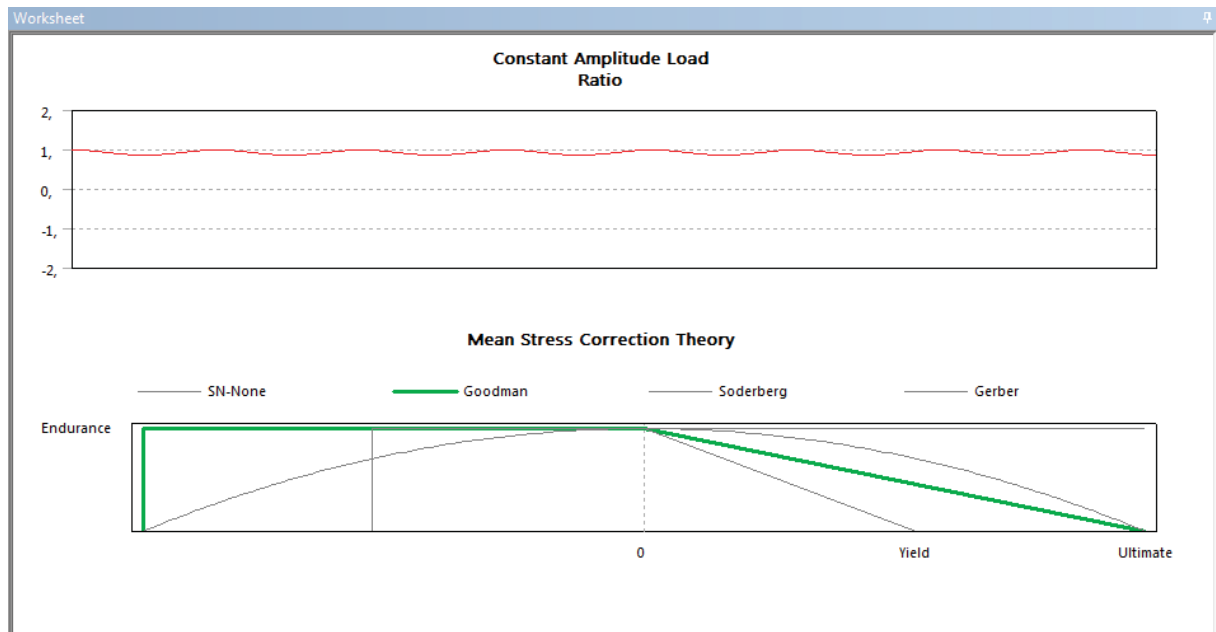


Figura 53 – Curvas do carregamento e do critério de falha utilizados.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos nas simulações e nos ensaios mecânicos.

5.1. Curva de vida em fadiga teórica

Para fins de comparação foram calculadas as curvas teóricas de vida em fadiga dos parafusos M6 x 1,00 mm com comprimento de 30 mm com rosca parcial e total. Estas curvas foram construídas utilizando dois métodos de cálculo de rigidez da junta, para posterior comparação com os resultados obtidos nas simulações, esses métodos são: cálculo aproximado utilizando as dimensões da arruela (item 2.1) e método do cone (item 2.1). Na Tabela 5 são apresentados os valores das propriedades mecânicas e dimensões utilizadas nestas curvas teóricas que foram extraídos da literatura (Norton, 2004).

O valor teórico do limite de resistência à fadiga (S_e) do material é calculado de acordo com a equação (39).

$$S_e = 0,5.S_{ut}.C_{carregamento}.C_{tamanho}.C_{superfície}.C_{temperatura}.C_{confiabilidade} \quad (39)$$

Sendo:

$C_{carregamento} = 0,7$ (carga normal);

$C_{tamanho} = 1,0 \rightarrow$ Seções transversais solicitadas à força normal sempre têm $C_{tamanho} = 1,0$, porque as falhas que ocorrem em corpos de prova sob esse tipo de solicitação não são sensíveis ao tamanho da seção transversal (Norton, 2004);

Pela equação (40) é calculado o $C_{superfície}$

$$C_{superfície} \cong A_1.(S_{ut})^b \quad (40)$$

Sendo os parafusos usinados têm-se os valores de $A_1 = 4,51$ e $b = -0,265$. Substituindo na Equação 40:

$$C_{superfície} \cong 4,51.(830)^{-0,265} = 0,760 ;$$

$C_{confiabilidade} = 0,814$ (para confiabilidade de 99%);

$C_{temperatura} = 1,0$ (considerando $T \leq 450$ °C);

Substituindo os fatores na equação (39) encontramos o valor de resistência à fadiga do material (S_e).

$$S_e = 0,5.830.0,7.1,0.0,760.1,0.0,814 = 180 \text{ MPa}$$

Tabela 5 – Propriedades mecânicas e dimensões utilizadas no cálculo da curva de vida em fadiga teórica.

Propriedades mecânicas e dimensões	
Módulo de elasticidade - E (GPa)	207
Resistência ao escoamento - Sy (MPa)	660
Resistência última à tração - Sut (MPa)	830
Limite de resistência à fadiga (MPa)	180
Resistência de Prova (MPa)	600
Percentual da pré-carga (%)	80
Diâmetro externo do parafuso - de (mm)	6,0
Passo do parafuso - p (mm)	1,00
Área resistente à tração (mm ²)	20,12

A partir dos dados das propriedades mecânicas e dimensões dos parafusos apresentados na Tabela 5 e com as equações mostradas no Capítulo 2 é possível construir os diagramas de tensão alternada versus vida em fadiga dos parafusos com rosca total (Figura 54) e parcial (Figura 55).

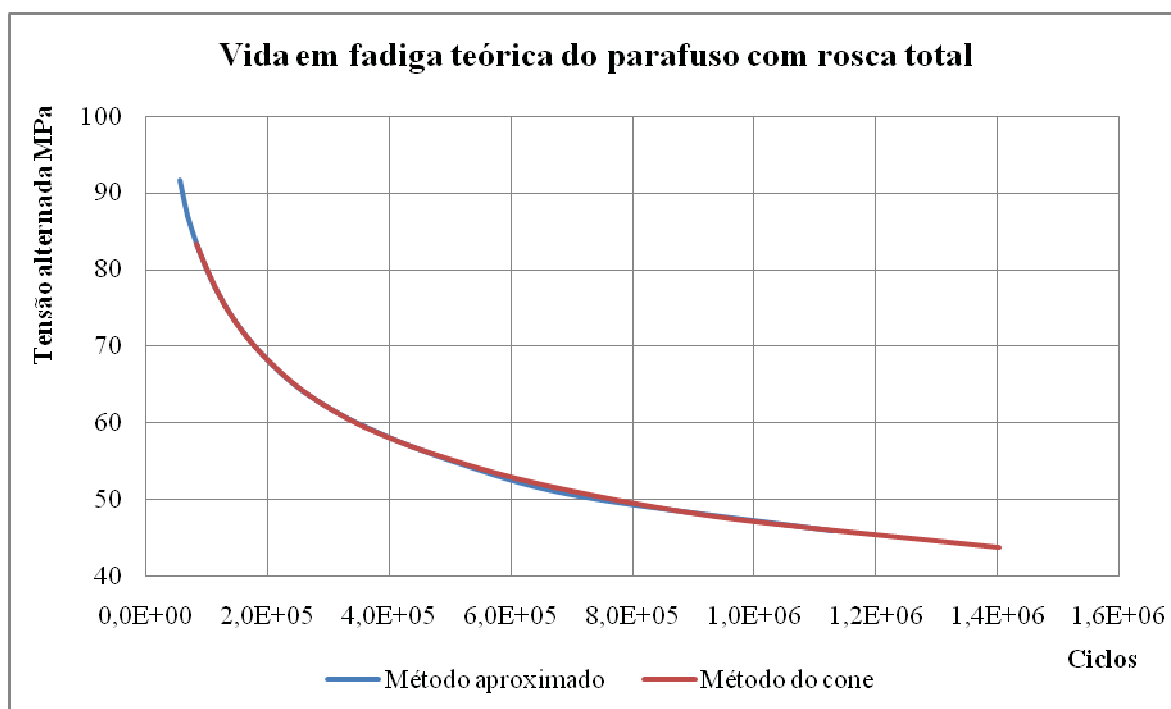


Figura 54 – Diagrama de vida em fadiga do parafuso com rosca total.

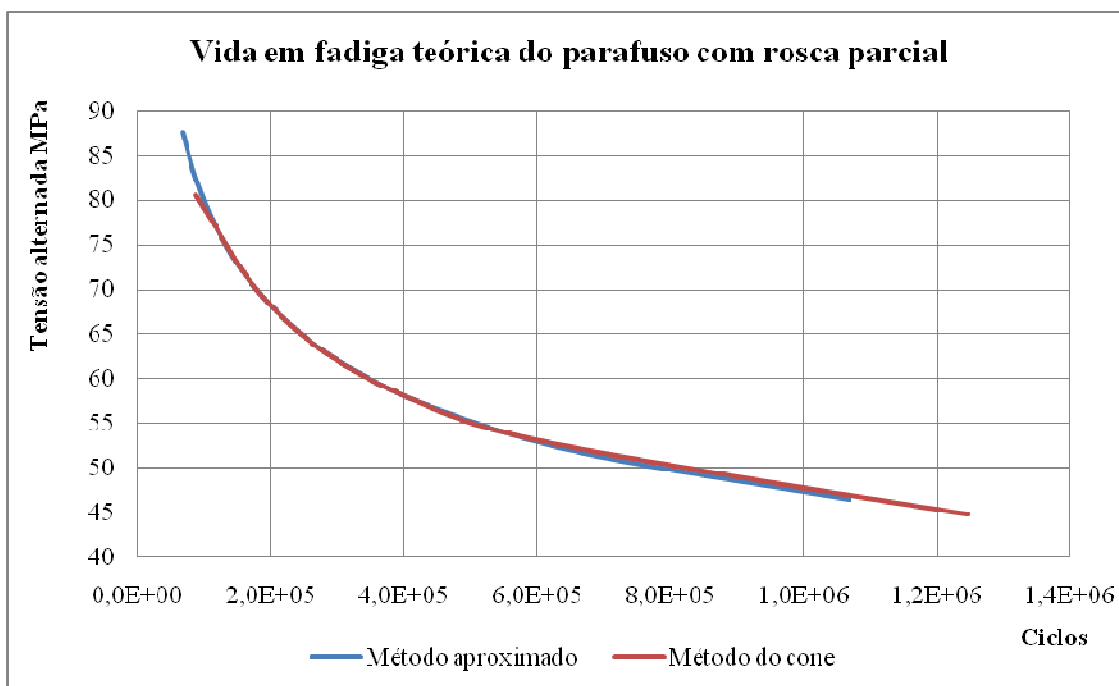


Figura 55– Diagrama de vida em fadiga do parafuso com rosca parcial.

Como pode ser observado nas Figuras 54 e 55, os valores de tensão alternada versus a vida em fadiga são iguais para os dois métodos de cálculo (método aproximado e método do cone), e também para ambos os parafusos (rosca total e parcial) isto porque a mesma área resistente a tração é utilizada para calcular a tensão alternada dos dois parafusos. No entanto o valor da carga externa aplicada gera diferentes tensões alternadas, conforme a é mostrado nas Figuras 56 e 57 para os parafusos de rosca total e parcial respectivamente.

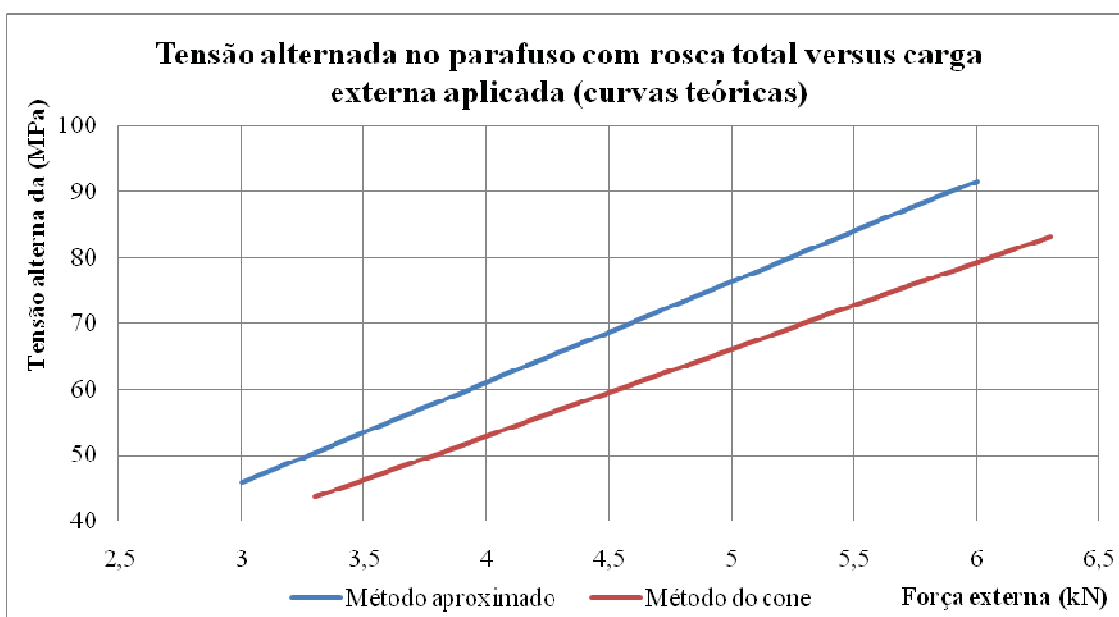


Figura 56 – Diagrama de tensão alternada versus força externa para o parafuso com rosca total.

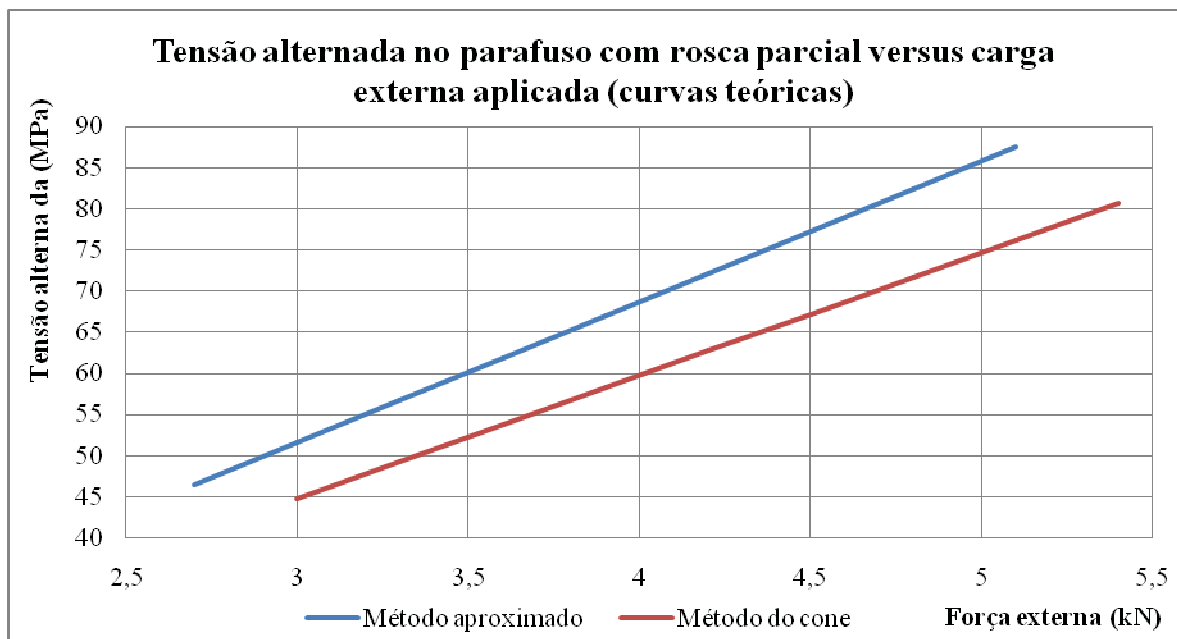


Figura 57 – Diagramam de tensão alternada versus força externa para o parafuso com rosca parcial.

Nas Figuras 56 e 57 observa-se que para um mesmo valor de força externa têm-se uma maior tensão alternada quando utilizando o método de cálculo aproximado, isto tem relação direta com o fator de junta “ C ” que no parafuso com rosca total possui valor de 0,2048 e 0,1773 (calculado de acordo com a teoria apresentada no item 2.1) para o método aproximado e do cone, respectivamente. Para o parafuso com rosca parcial os valores são: 0,2295 (método aproximado) e 0,1995 (método do cone). Também é possível observar que o parafuso com rosca parcial possui maiores valores de tensão alternada do que o parafuso com rosca total, também devido ao valor do fator de junta.

Por fim é possível relacionar diretamente os valores de força externa e vida em fadiga dos parafusos como é mostrado nas Figuras 58 e 59, para parafuso com rosca total e parcial, respectivamente. Ainda analisando estas duas figuras observa-se que a vida em fadiga é maior quando se utiliza o método do cone, pois neste cálculo o valor de rigidez da junta é maior quando comparado ao método aproximado. Desta forma as placas da junta conseguem absorver um maior valor de carga externa. O mesmo ocorre quando comparamos os valores entre os parafusos, ou seja, devido a maior rigidez do parafuso com rosca parcial, ele acaba absorvendo uma maior quantidade de carga externa do que o parafuso com rosca total, resultando assim uma maior tensão alternada e menor vida em fadiga (considerando uma junta idêntica e com a mesma carga externa).

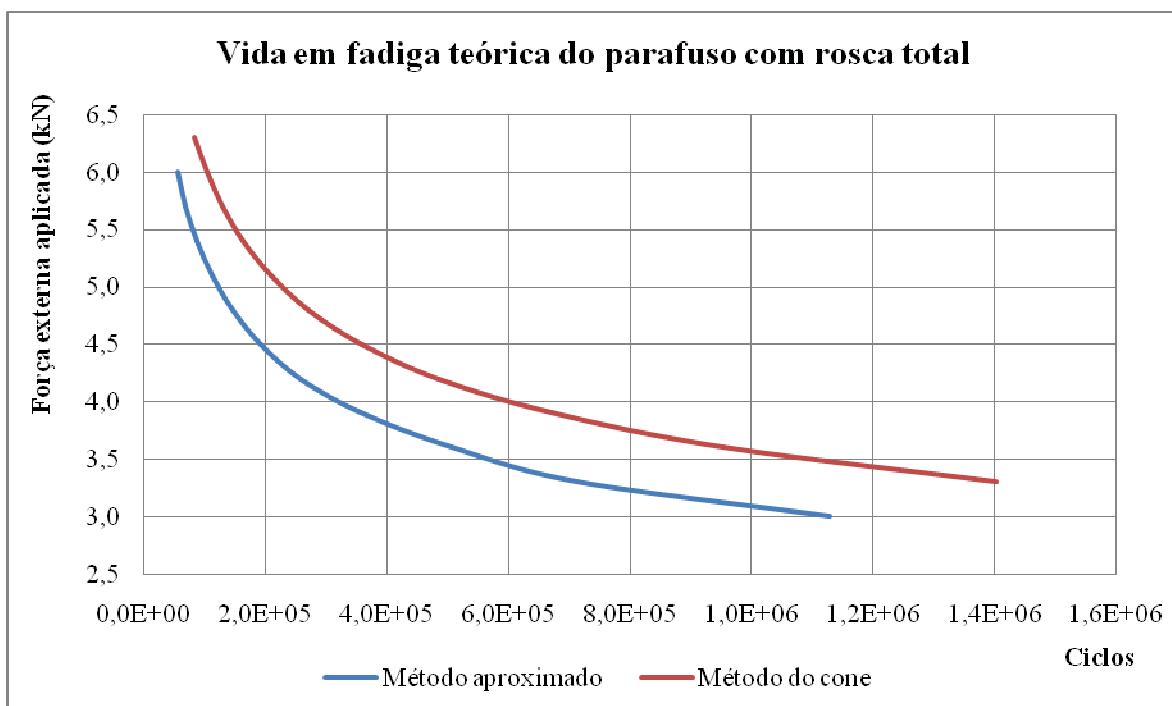


Figura 58 – Diagramam de força externa aplicada versus vida em fadiga para o parafuso com rosca total.

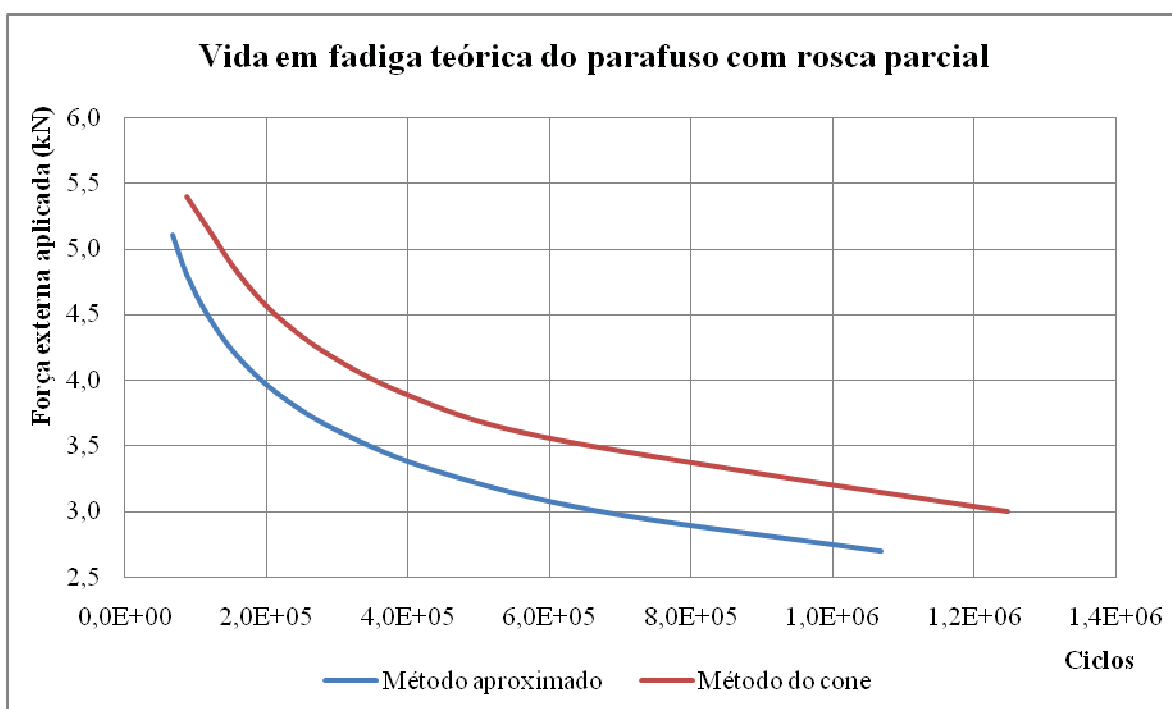


Figura 59 – Diagramam de força externa aplicada versus vida em fadiga para o parafuso com rosca parcial.

5.2. Curva de vida em fadiga experimental

Utilizando o procedimento descrito no item 3.2 é possível construir as curvas de vida em fadiga dos parafusos M6 x 1,00 mm com rosca total e parcial, tais curvas são mostradas nas Figuras 60 e 61, respectivamente. Nestas figuras também contém as curvas de vida em fadiga teóricas calculadas a partir dos dados da literatura para efeito de comparação com as curvas experimentais.

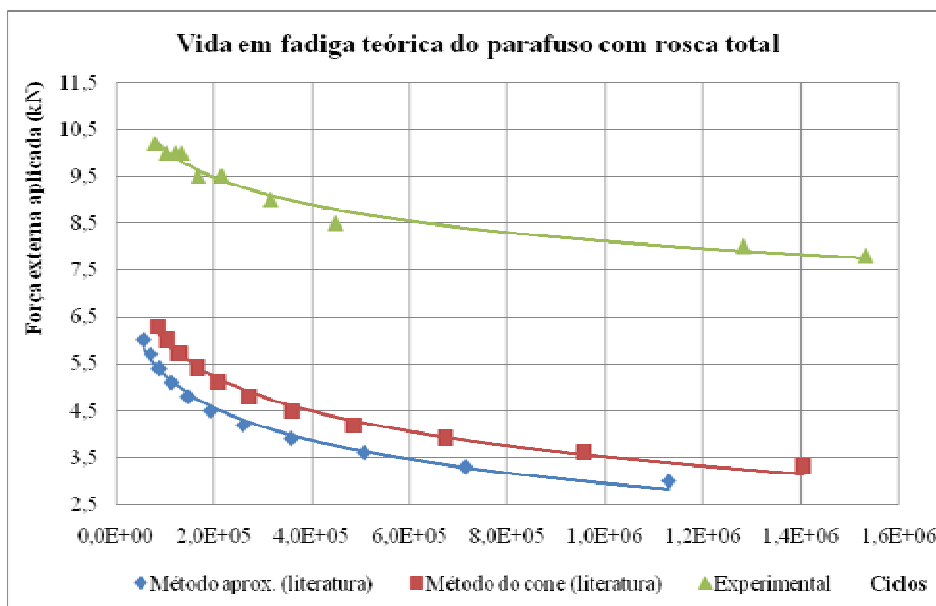


Figura 60 – Diagramam de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca total.

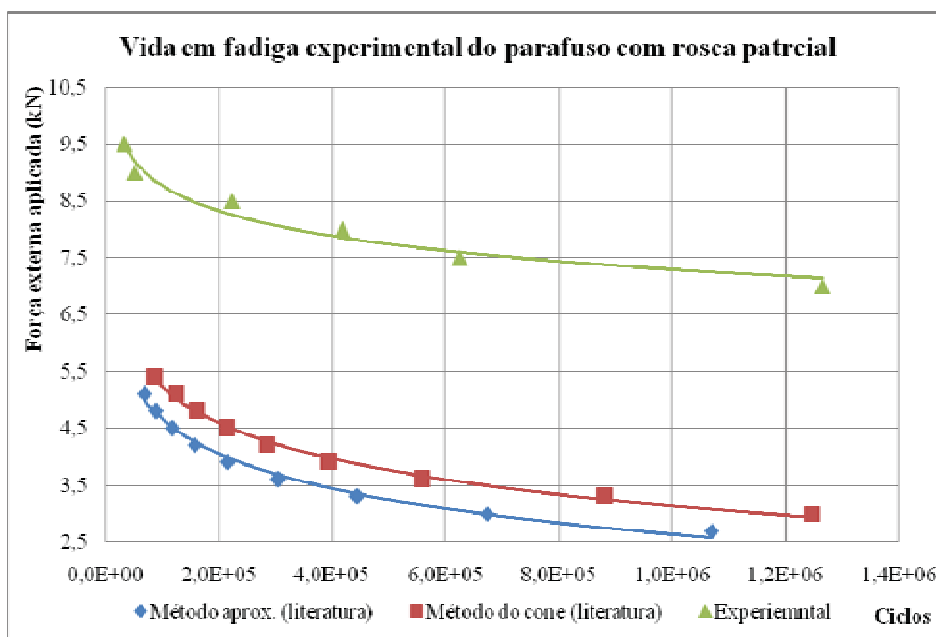


Figura 61 – Diagramam de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca parcial.

Observando-se as Figuras 60 e 61 vê-se que os valores calculados são bem inferiores aos experimentais, para corrigir estes valores teóricos foram realizados ensaios com os parafusos reais com o objetivo de encontrar os valores reais das propriedades mecânicas e das dimensões dos parafusos utilizados (ensaios citados nos item 3.1). Na Tabela 6 são apresentados os valores obtidos nos ensaios. Os valores destacados em vermelho referem-se aos valores encontrados nos ensaios realizados.

Tabela 6 – Propriedades mecânicas obtidas nos ensaios e dimensões, utilizadas no cálculo da curva de vida em fadiga teórica.

Propriedades mecânicas e dimensões	
Módulo de elasticidade - E (GPa)	207
Resistência ao escoamento - Sy (MPa)	655
Resistência última à tração - Sut (MPa)	850
Limite de resistência à fadiga (MPa)	325
Resistência de Prova (MPa)	600
Percentual da pré-carga (%)	80
Diâmetro externo do parafuso - de (mm)	5,9
Passo do parafuso - p (mm)	1,00
Área resistente à tração (mm ²)	19,34

As curvas de fadiga teóricas dos parafusos foram recalculadas a partir dos dados mostrados na Tabela 6, estes novos valores são apresentados nas Figuras 62 e 63 para os parafusos de roca total e parcial, respectivamente, e são comparadas com suas curvas experimentais.

Observando-se as Figuras 62 e 63 percebe-se que os valores das curvas de vida em fadiga teóricas corrigidas estão mais próximos aos valores experimentais. Outros dados que, consequentemente devem ser recalculados a partir dos novos valores de propriedades mecânicas e dimensões são os fatores de junta “C” para cada método e parafuso, estes valores recalculados são apresentados na tabela 7.

Tabela 7 – Fatores de junta “C”

Fatores de junta "C"		
	Original	Corrigido
Parafuso com rosca total - método aproximado	0,2048	0,1984
Parafuso com rosca total - método do cone	0,1773	0,1701
Parafuso com rosca parcial - método aproximado	0,2295	0,2258
Parafuso com rosca parcial - método do cone	0,1995	0,1945

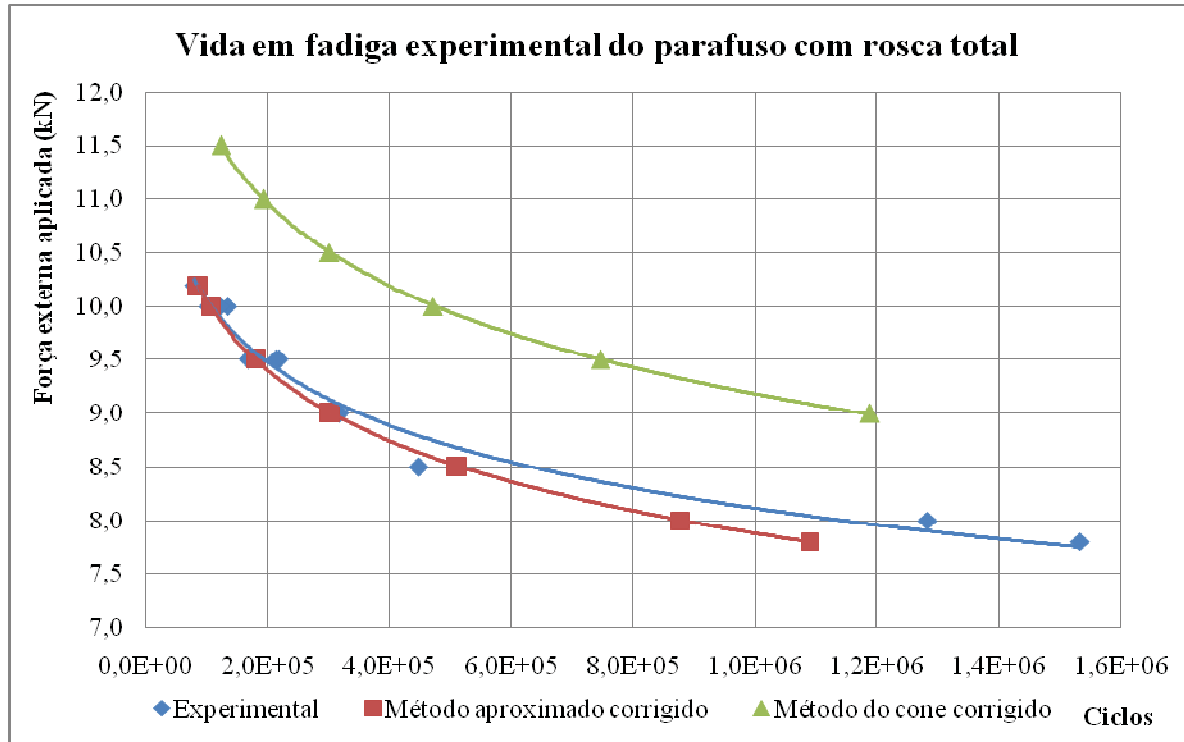


Figura 62 – Diagramam de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca total com curva teórica corrigida.

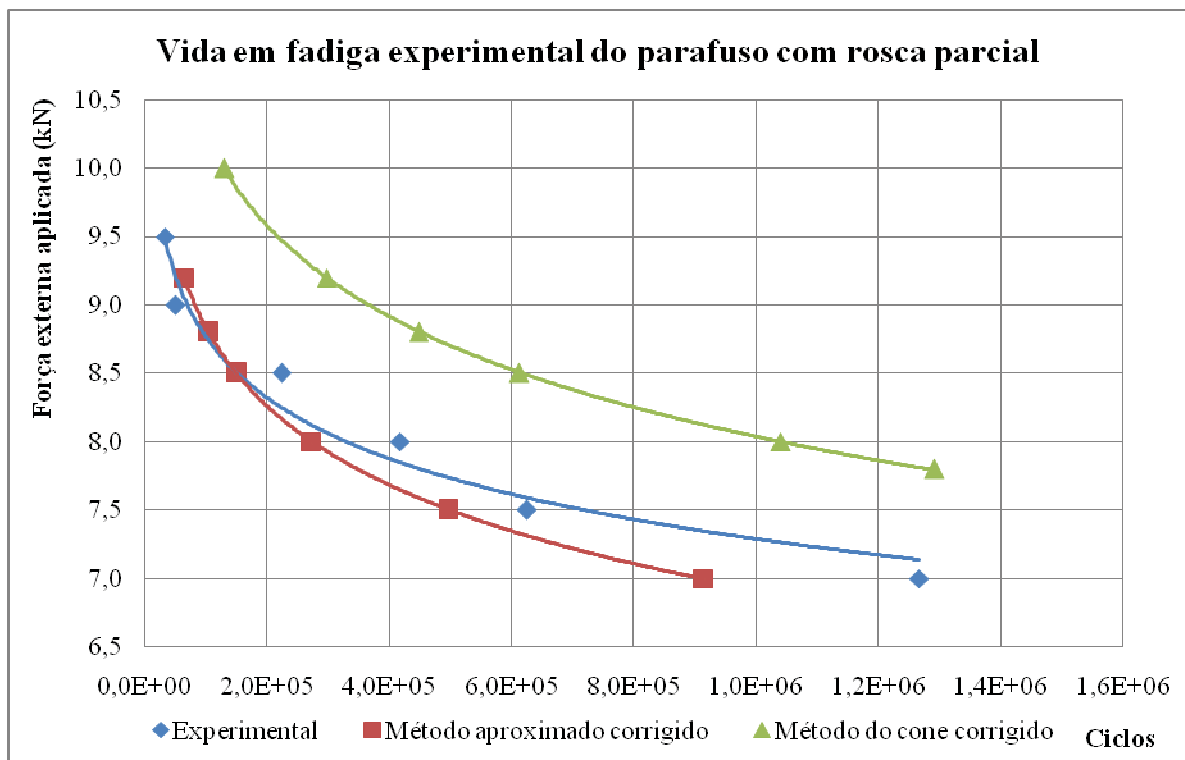


Figura 63 – Diagramam de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca parcial com curva teórica corrigida.

5.3 Simulações

A partir dos modelos de simulação descritos no capítulo 4 foi possível construir as curvas de vida em fadiga dos parafusos com rosca total e parcial.

Como apresentado no capítulo 4, as simulações foram realizadas através de dois modelos: um contendo as placas da junta e outro com o parafuso real. O objetivo desta separação é a redução do tempo de processamento dos modelos. Da simulação que utiliza as placas da junta foi encontrada a força de união resultante destas placas após a aplicação da pré-carga e da carga externa, esta força é utilizada para calcular o fator de junta “C”, a razão de carregamento e a carga máxima do modelo contendo o parafuso real. As forças de reação são provenientes da área de contato entre as placas, esta área foi dividida em duas partes para realizar a construção da malha dos elementos finitos. O tempo de processamento do modelo é de aproximadamente 5 horas em um Microcomputador com processador Intel I3 M370 de 2,40 GHz e 4 GB DDR3 de memória RAM. Os valores das forças de reação são apresentados nas Figuras 64 a) e b).

Details of "Force Reaction"	Details of "Force Reaction 2"																				
Definition <table> <tr><td>Type</td><td>Force Reaction</td></tr> <tr><td>Location Method</td><td>Contact Region</td></tr> <tr><td>Contact Region</td><td>Frictional - Solid To Solid</td></tr> <tr><td>Orientation</td><td>Global Coordinate System</td></tr> <tr><td>Extraction</td><td>Source (Underlying Element)</td></tr> </table>	Type	Force Reaction	Location Method	Contact Region	Contact Region	Frictional - Solid To Solid	Orientation	Global Coordinate System	Extraction	Source (Underlying Element)	Definition <table> <tr><td>Type</td><td>Force Reaction</td></tr> <tr><td>Location Method</td><td>Contact Region</td></tr> <tr><td>Contact Region</td><td>Frictional - Solid To Solid</td></tr> <tr><td>Orientation</td><td>Global Coordinate System</td></tr> <tr><td>Extraction</td><td>Source (Underlying Element)</td></tr> </table>	Type	Force Reaction	Location Method	Contact Region	Contact Region	Frictional - Solid To Solid	Orientation	Global Coordinate System	Extraction	Source (Underlying Element)
Type	Force Reaction																				
Location Method	Contact Region																				
Contact Region	Frictional - Solid To Solid																				
Orientation	Global Coordinate System																				
Extraction	Source (Underlying Element)																				
Type	Force Reaction																				
Location Method	Contact Region																				
Contact Region	Frictional - Solid To Solid																				
Orientation	Global Coordinate System																				
Extraction	Source (Underlying Element)																				
Options <table> <tr><td>Result Selection</td><td>All</td></tr> <tr><td>Display Time</td><td>End Time</td></tr> </table>	Result Selection	All	Display Time	End Time	Options <table> <tr><td>Result Selection</td><td>All</td></tr> <tr><td>Display Time</td><td>End Time</td></tr> </table>	Result Selection	All	Display Time	End Time												
Result Selection	All																				
Display Time	End Time																				
Result Selection	All																				
Display Time	End Time																				
Results <table> <tr><td>X Axis</td><td>-0,10534 N</td></tr> <tr><td>Y Axis</td><td>-750,5 N</td></tr> <tr><td>Z Axis</td><td>-0,47165 N</td></tr> <tr><td>Total</td><td>750,5 N</td></tr> </table>	X Axis	-0,10534 N	Y Axis	-750,5 N	Z Axis	-0,47165 N	Total	750,5 N	Results <table> <tr><td>X Axis</td><td>-0,24335 N</td></tr> <tr><td>Y Axis</td><td>-2357,2 N</td></tr> <tr><td>Z Axis</td><td>3,1981e-002 N</td></tr> <tr><td>Total</td><td>2357,2 N</td></tr> </table>	X Axis	-0,24335 N	Y Axis	-2357,2 N	Z Axis	3,1981e-002 N	Total	2357,2 N				
X Axis	-0,10534 N																				
Y Axis	-750,5 N																				
Z Axis	-0,47165 N																				
Total	750,5 N																				
X Axis	-0,24335 N																				
Y Axis	-2357,2 N																				
Z Axis	3,1981e-002 N																				
Total	2357,2 N																				
Maximum Value Over Time <table> <tr><td>X Axis</td><td>0,93723 N</td></tr> <tr><td>Y Axis</td><td>-502,8 N</td></tr> <tr><td>Z Axis</td><td>1,0289 N</td></tr> <tr><td>Total</td><td>4373,4 N</td></tr> </table>	X Axis	0,93723 N	Y Axis	-502,8 N	Z Axis	1,0289 N	Total	4373,4 N	Maximum Value Over Time <table> <tr><td>X Axis</td><td>-0,13981 N</td></tr> <tr><td>Y Axis</td><td>-2357,2 N</td></tr> <tr><td>Z Axis</td><td>1,6097 N</td></tr> <tr><td>Total</td><td>5451,7 N</td></tr> </table>	X Axis	-0,13981 N	Y Axis	-2357,2 N	Z Axis	1,6097 N	Total	5451,7 N				
X Axis	0,93723 N																				
Y Axis	-502,8 N																				
Z Axis	1,0289 N																				
Total	4373,4 N																				
X Axis	-0,13981 N																				
Y Axis	-2357,2 N																				
Z Axis	1,6097 N																				
Total	5451,7 N																				

a)
b)

Figura 64 – Força de reação a) força de reação 1; b) força de reação 2.

Os valores mostrados nas Figuras 64 a) e b) são referentes a um modelo de junta do parafuso com rosca parcial com pré-carga de 9.281 N (80% da carga de prova) e carga externa de 9.000 N. Nestas Figuras é possível ver a força de pré-carga aplicada no primeiro *step* que é soma de 4.373,4 N (força de reação 1 destacada na Figura 64 a) mais 5.451,7 N (relativo a

força de reação 2 destacada na Figura 64 b). A força resultante após a aplicação da carga externa é de 750,5N (força de reação 1) e de 2.357,2 (força de reação 2). Nas Tabelas 8 e 9 são mostrados todos os resultados das simulações dos parafusos com rosca total e parcial, respectivamente.

Tabela 8 – Dados da simulação da junta do parafuso com rosca total.

Dados da simulação da junta do parafuso com rosca total						
Carga externa (N)	Força 1 (N)	Força 2 (N)	Força 1+2 (N)	Fator de junta	Razão de carga	Carga máxima (N)
7.800	805,9	1952,0	2757,9	0,164	0,879	10.557,9
8.000	832,4	1776,7	2609,1	0,166	0,875	10.609,1
8.500	898,4	1339,0	2237,4	0,171	0,864	10.737,4
8.800	936,3	1077,8	2014,1	0,174	0,858	10.814,1
9.500	1029,4	464,4	1493,8	0,180	0,844	10.993,8
10.000	1092,1	115,7	1207,8	0,193	0,828	11.207,8

Tabela 9 – Dados da simulação da junta do parafuso com rosca parcial.

Dados da simulação da junta do parafuso com rosca parcial						
Carga externa (N)	Força 1 (N)	Força 2 (N)	Força 1+2 (N)	Fator de junta	Razão de carga	Carga máxima (N)
7.000	698,1	2696,3	3394,4	0,159	0,893	10.394,4
7.400	750,5	2357,2	3107,7	0,166	0,883	10.507,7
8.000	829,1	1848,5	2677,6	0,175	0,869	10.677,6
8.800	933,8	1170,3	2104,1	0,184	0,851	10.904,1
9.200	991,0	826,3	1817,3	0,189	0,842	11.017,3

Com os dados provenientes das simulações de junta é possível modelar a simulação dos parafusos com rosca total e parcial. A simulação dos parafusos consumiu aproximadamente 30 minutos de processamento (utilizando o mesmo equipamento que o modelo de junta). Os resultados obtidos nas simulações dos parafusos são: vida em fadiga e tensão alternada. Os valores de vida em fadiga dos parafusos com rosca total são apresentados nas Figuras 65 à 70, e rosca parcial nas Figuras 71 à 75. Os resultados de tensão alternada são mostrados nas Figuras 76 à 81 para os parafusos com rosca total e 82 à 86 para os parafusos com rosca total parcial.

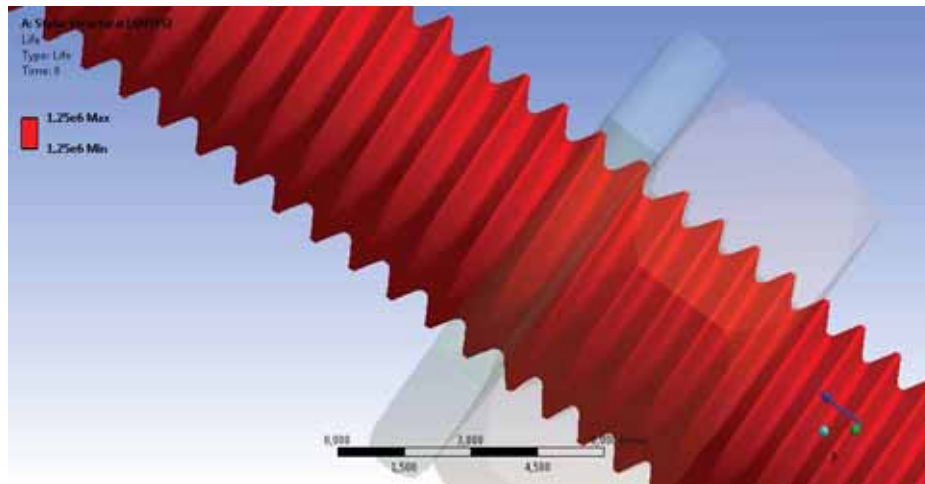


Figura 65 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 7,8 kN.

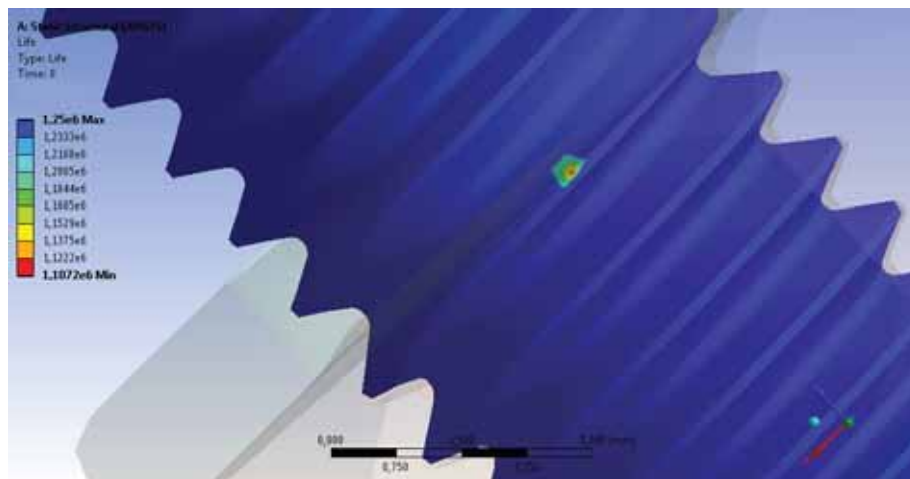


Figura 66 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 8,0 kN.

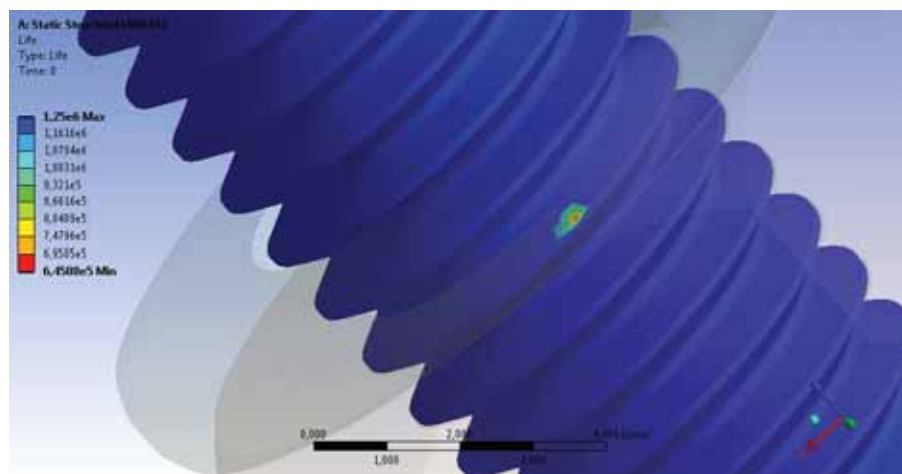


Figura 67 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 8,5 kN.

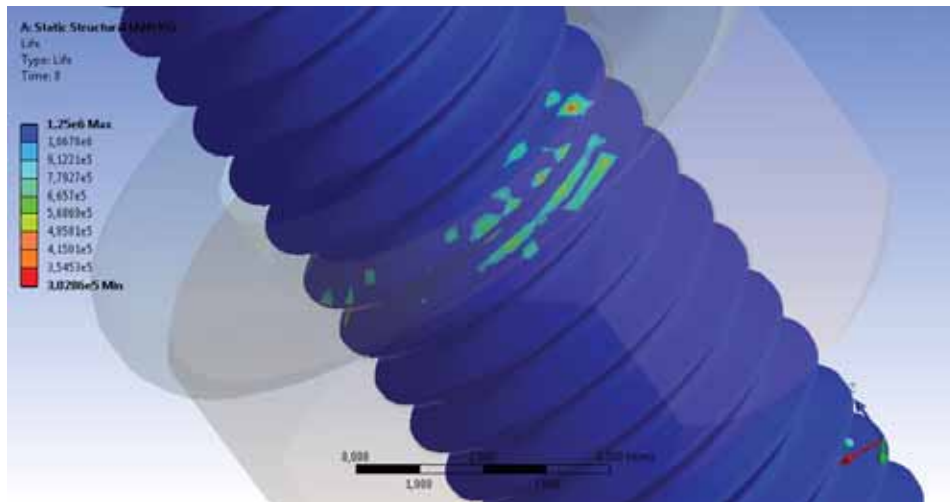


Figura 68 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 9,0 kN.

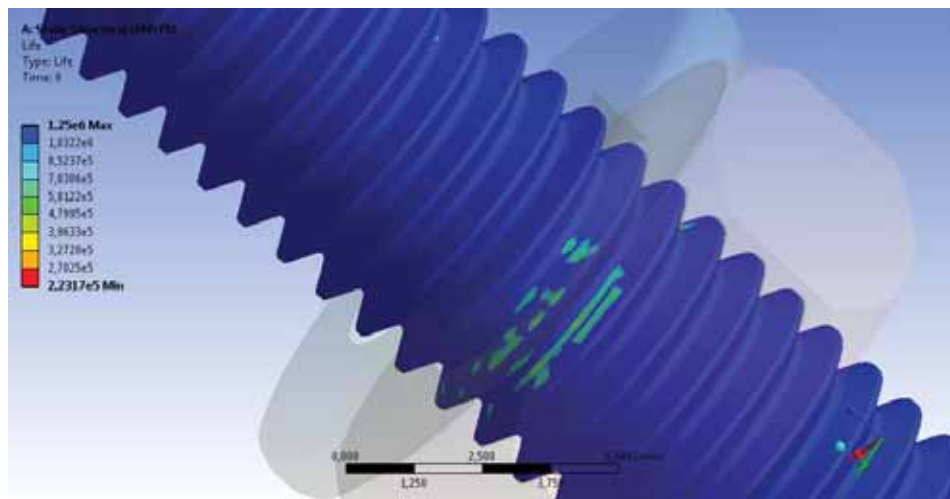


Figura 69 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 9,5 kN.

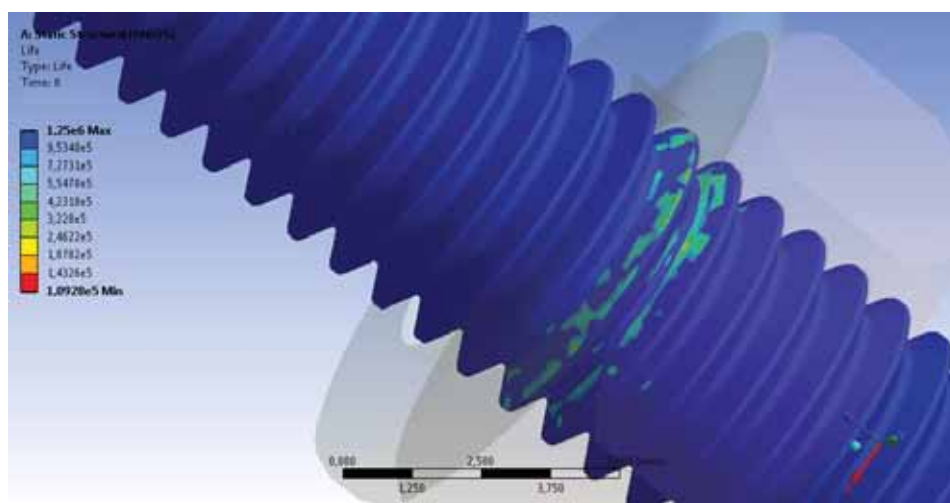


Figura 70 – Vida em fadiga do parafuso com rosca total e força externa de 10,0 kN.

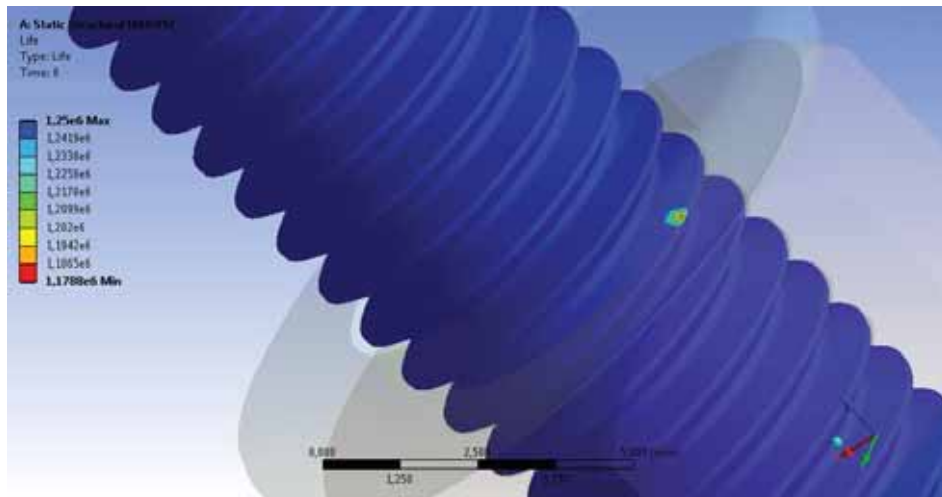


Figura 71 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 7,0 kN.

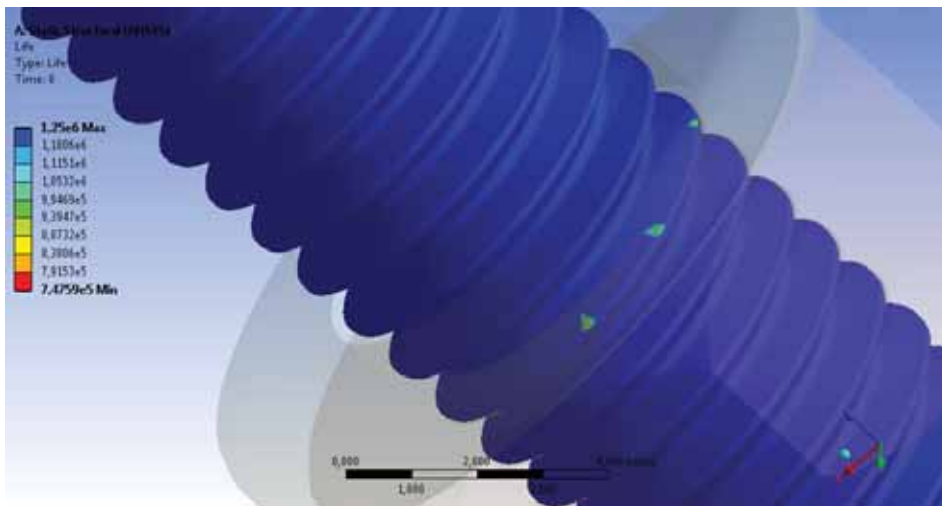


Figura 72 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 7,4 kN.

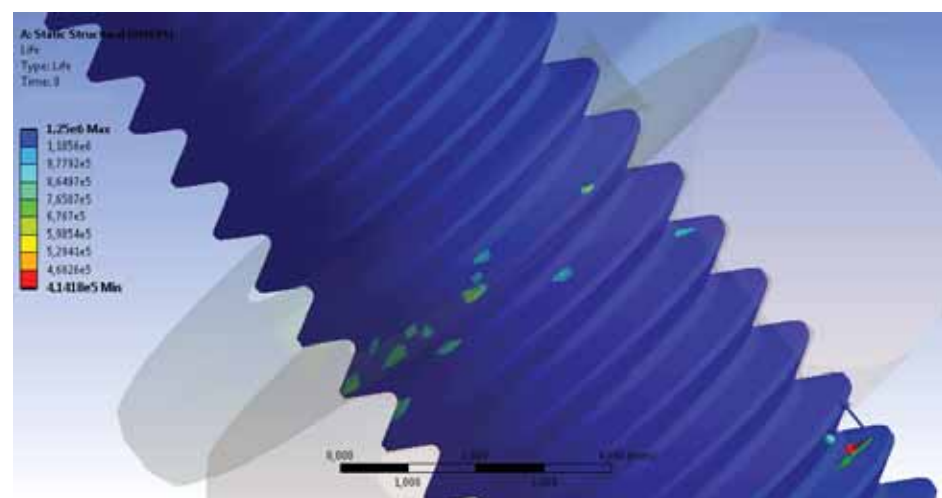


Figura 73 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 8,0 kN.

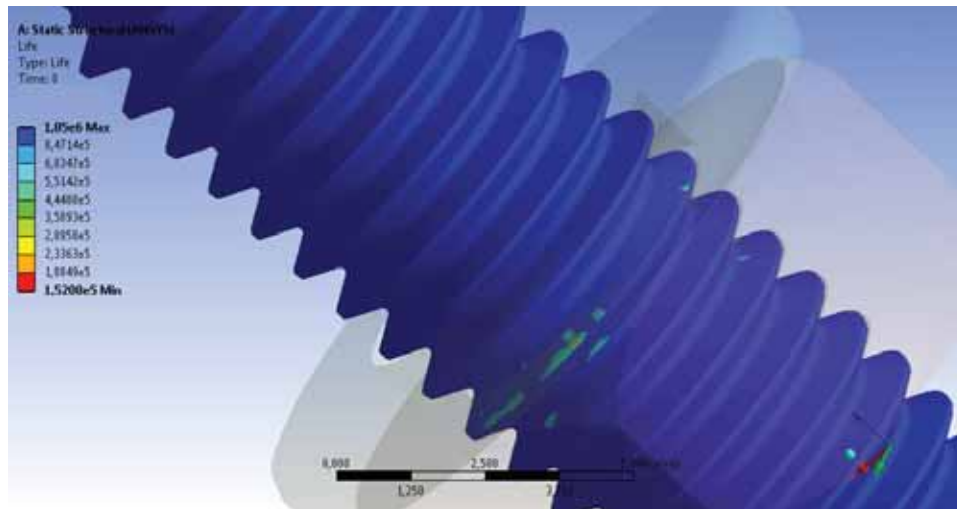


Figura 74 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 8,8 kN.

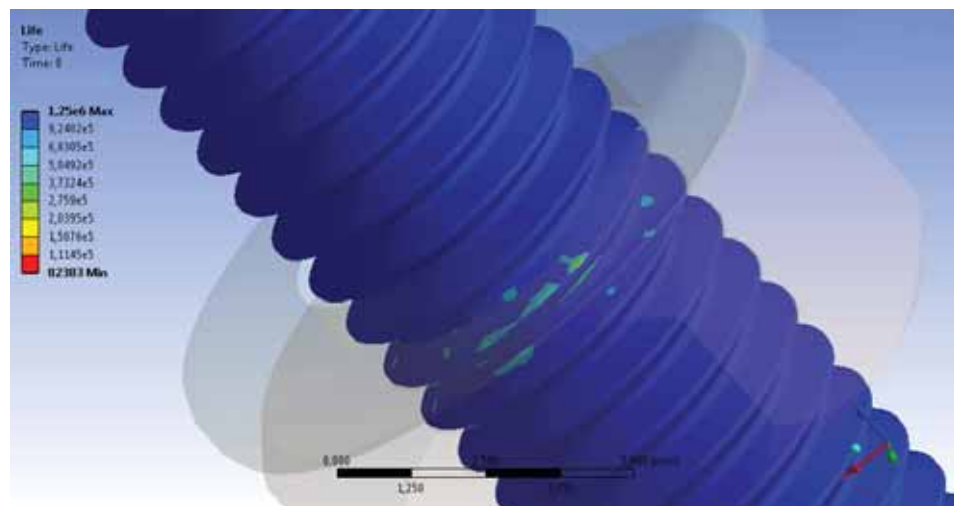


Figura 75 – Vida em fadiga do parafuso com rosca parcial e força externa de 9,2 kN.

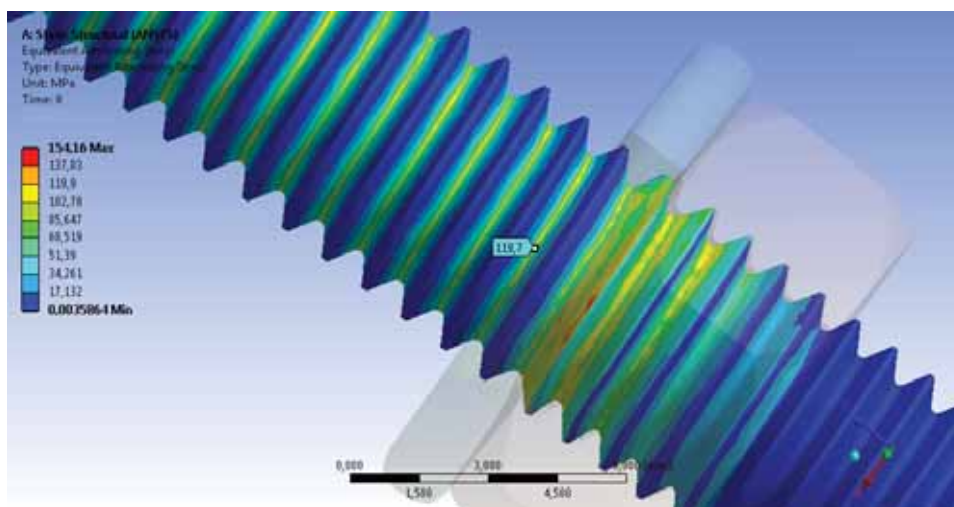


Figura 76 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 7,8 kN.

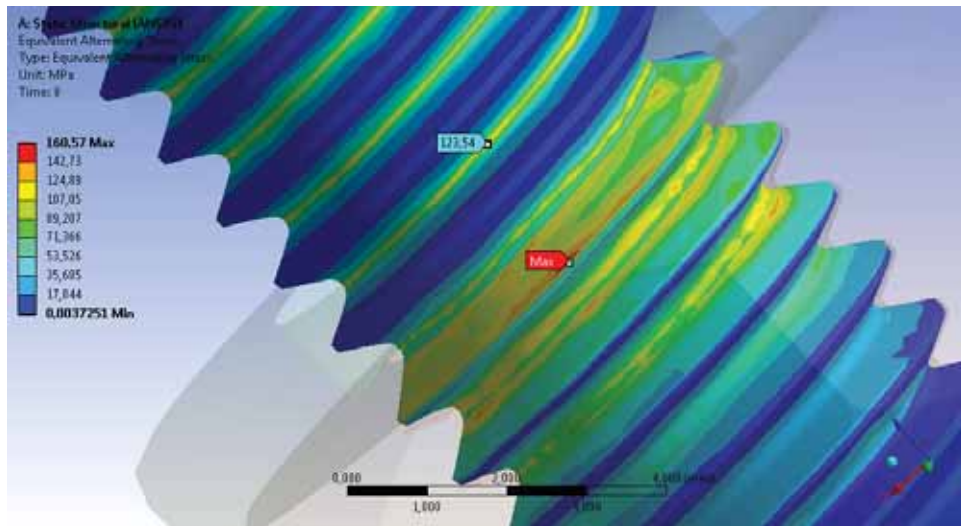


Figura 77 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 8,0 kN.

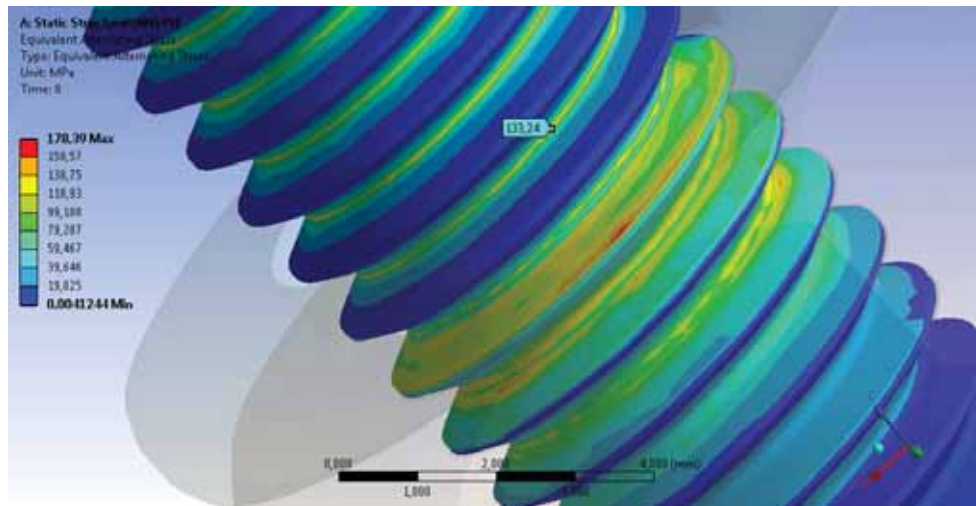


Figura 78 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 8,5 kN.

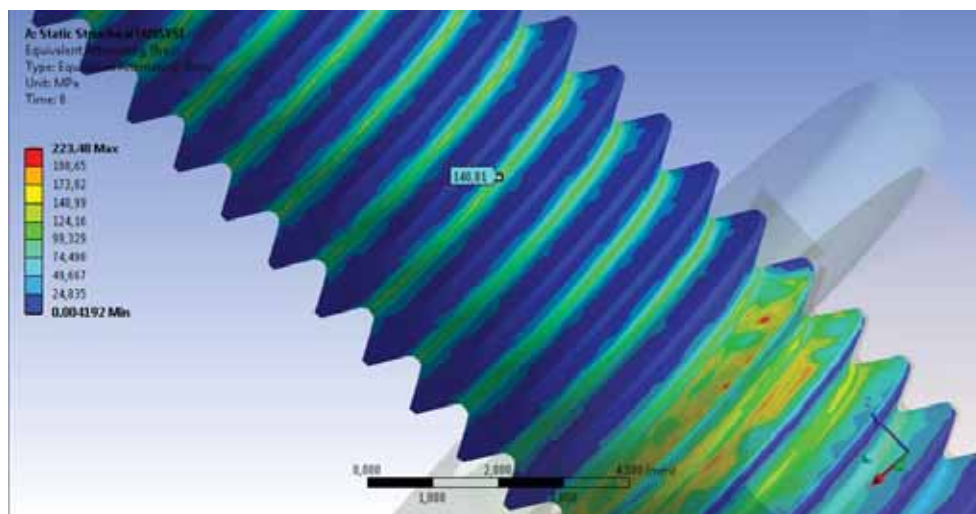


Figura 79 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 9,0 kN.

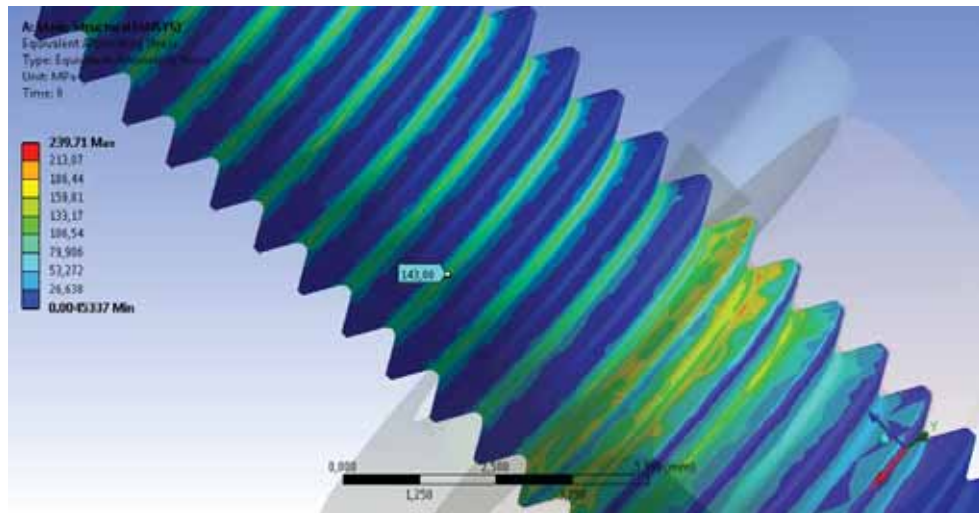


Figura 80 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 9,5 kN.

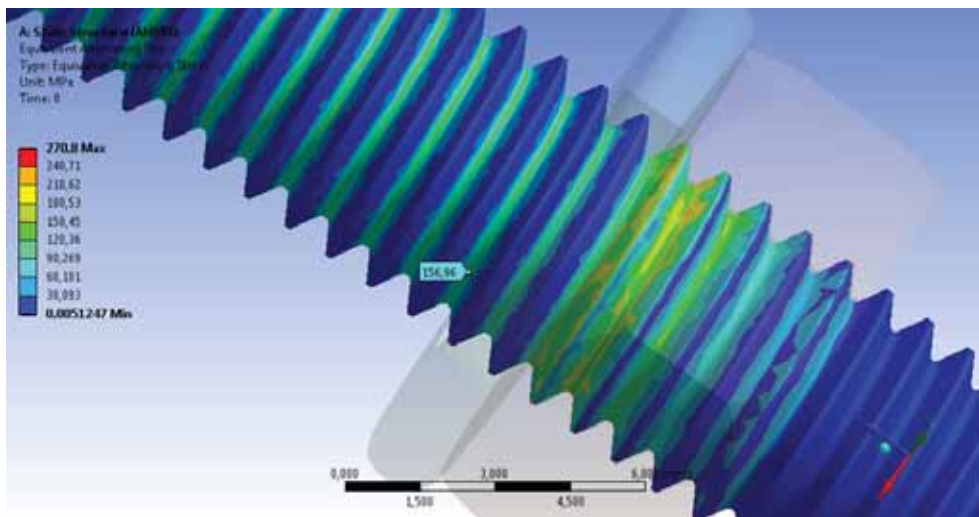


Figura 81 – Tensão alternada do parafuso com rosca total e força externa de 10,0 kN.

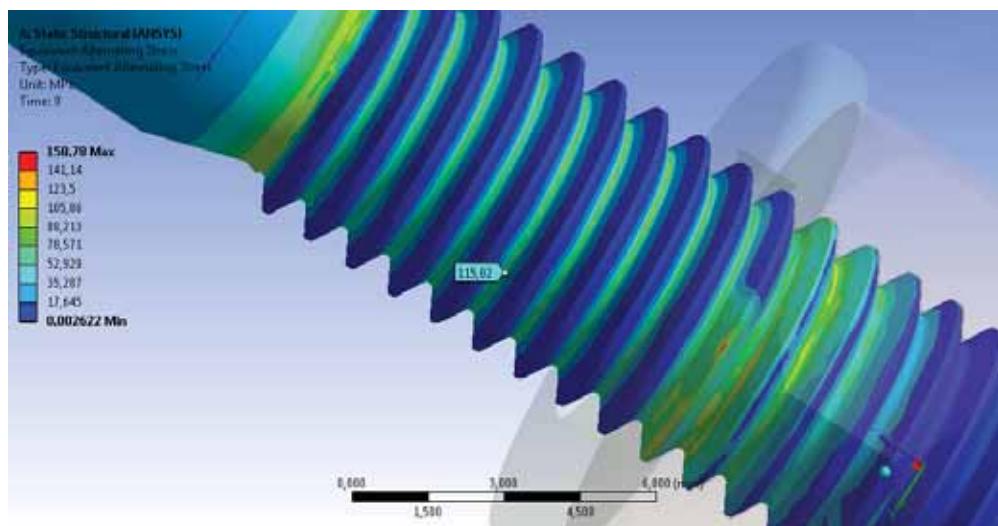


Figura 82 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 7,0 kN.

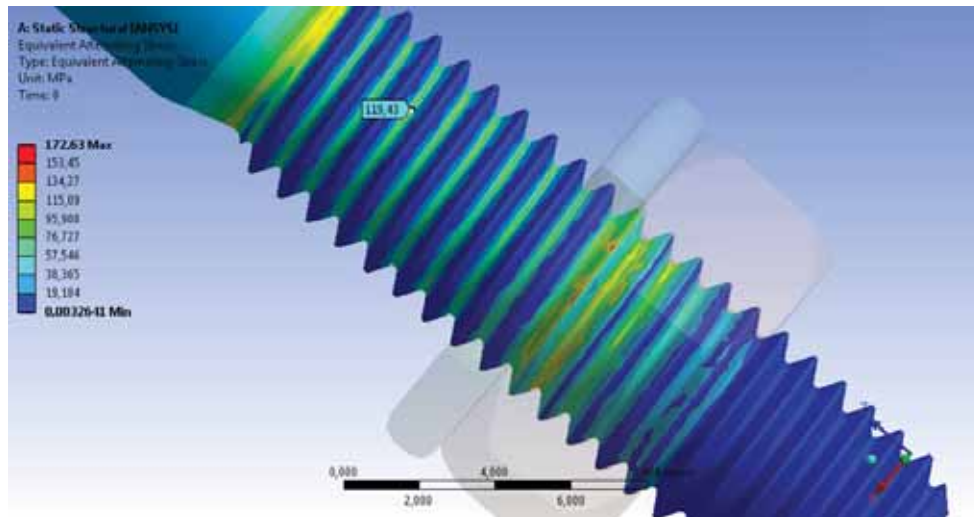


Figura 83 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 7,4 kN.

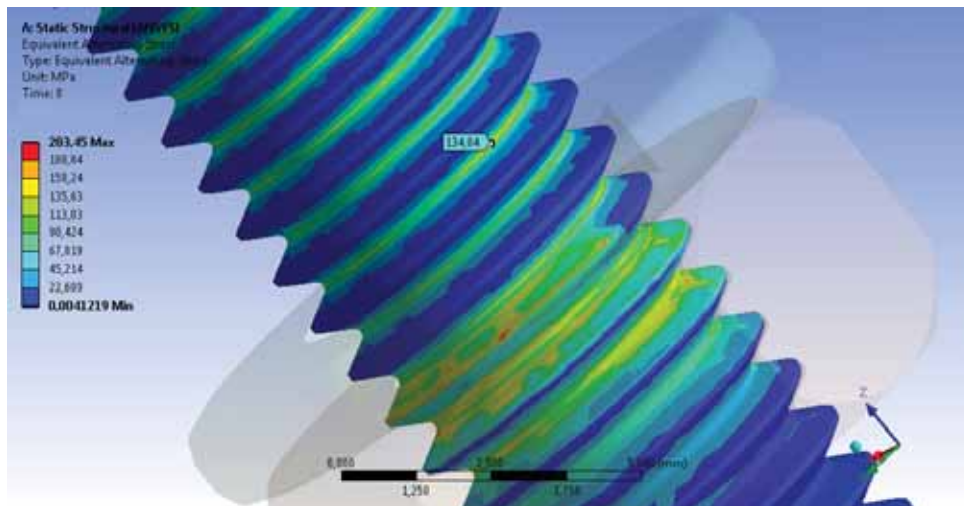


Figura 84 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 8,0 kN.

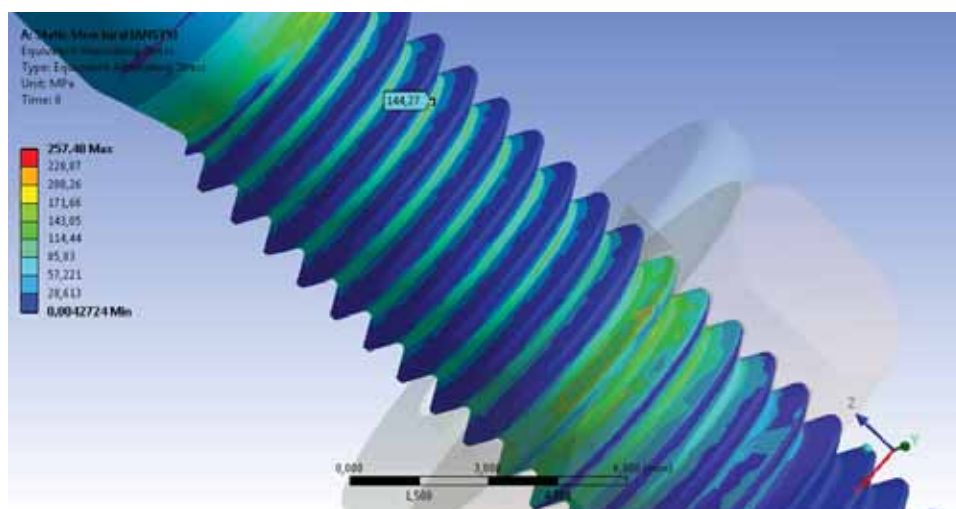


Figura 85 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 8,8 kN.

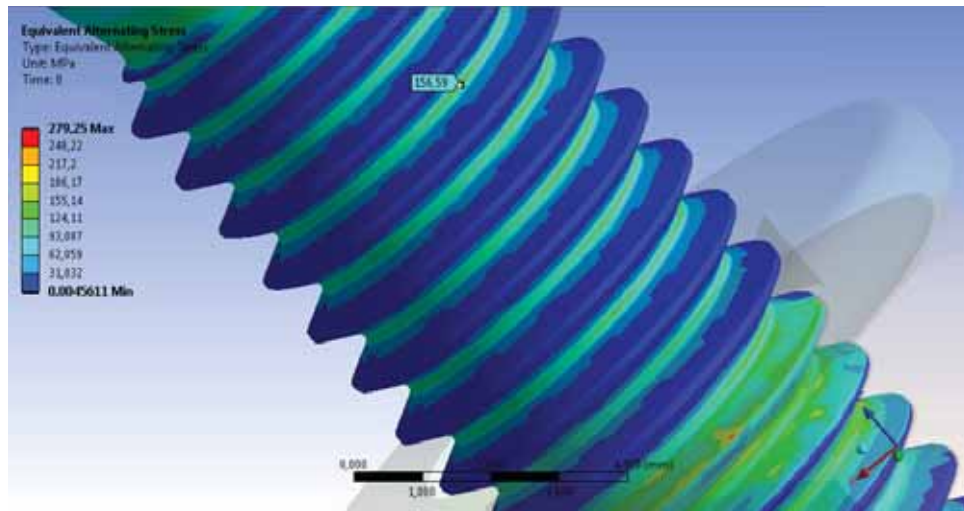


Figura 86 – Tensão alternada do parafuso com rosca parcial e força externa de 9,2 kN.

Com os valores apresentados nas Figuras 65 à 86 é possível construir os diagramas de vida em fadiga e tensão alternada dos parafusos. Estes diagramas são mostrados nas Figuras 87 e 88 vida em fadiga dos parafusos com rosca total e parcial, respectivamente; e nas Figuras 89 e 90 são apresentados os diagramas de tensão alternada dos parafusos com rosca total e parcial, respectivamente.

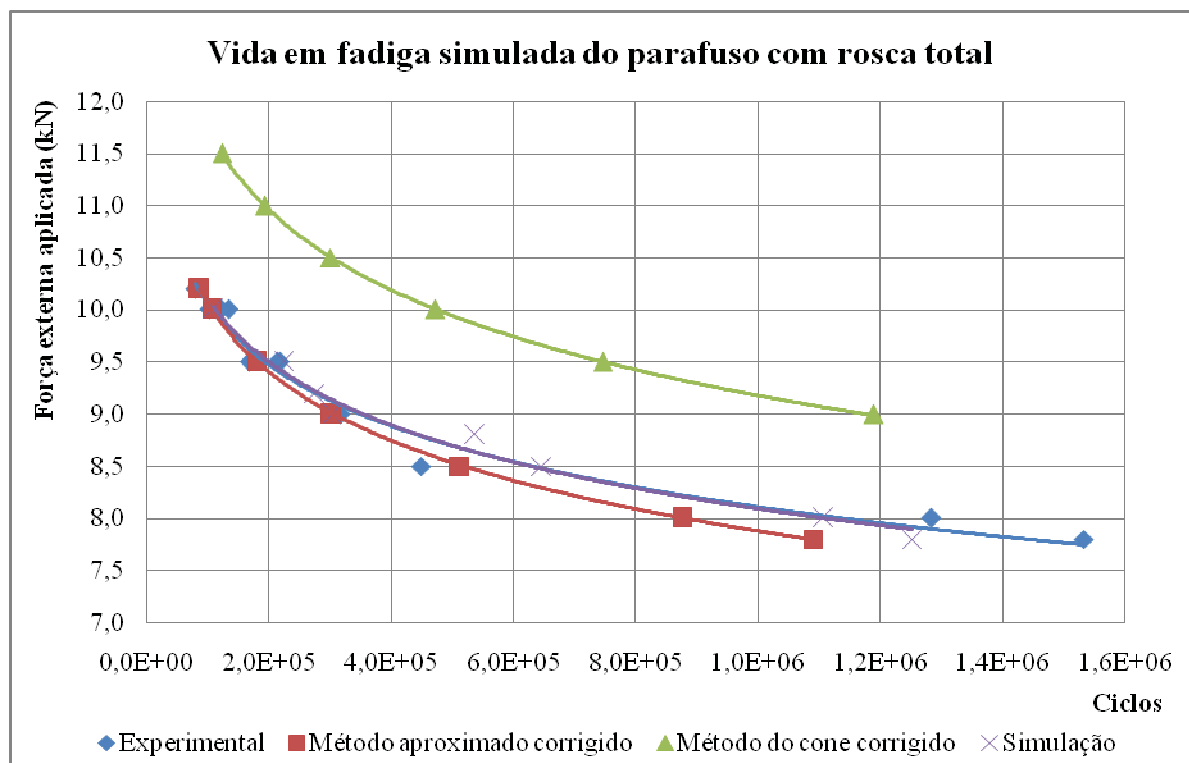


Figura 87 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca total com curva simulada.

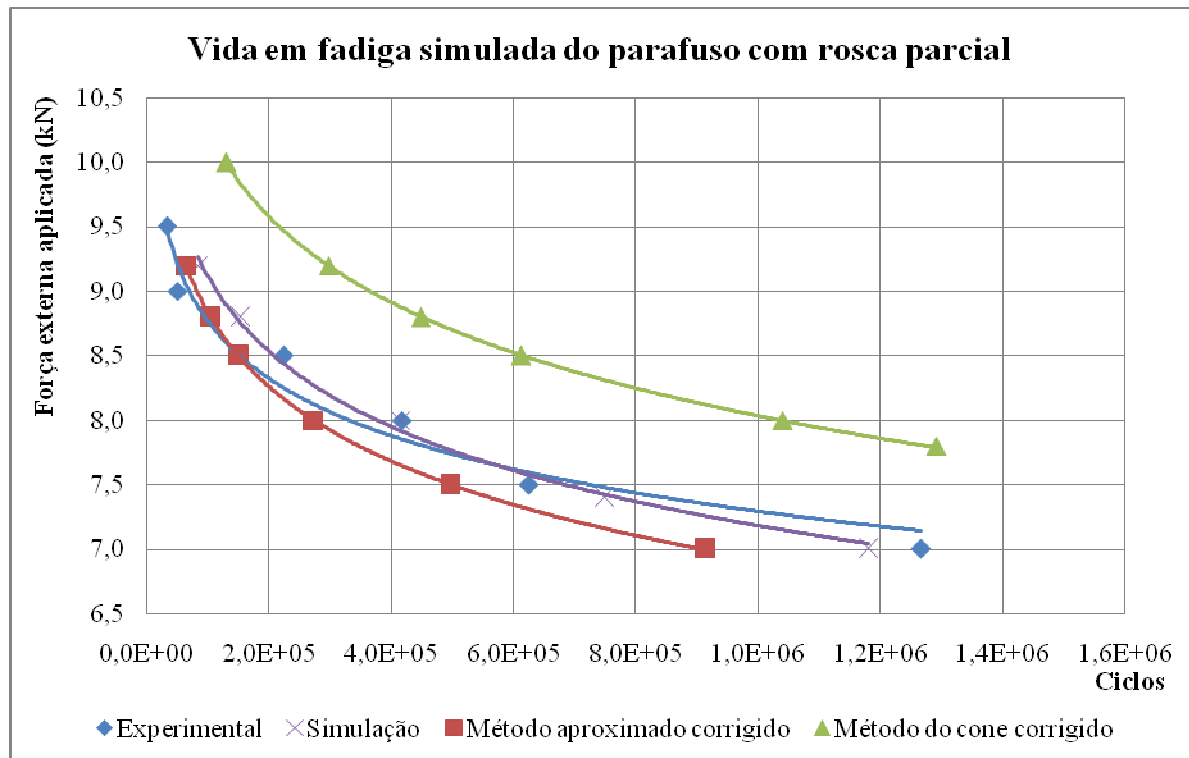


Figura 88 – Diagrama de força externa aplicada versus vida em fadiga experimental para o parafuso com rosca parcial com curva simulada.

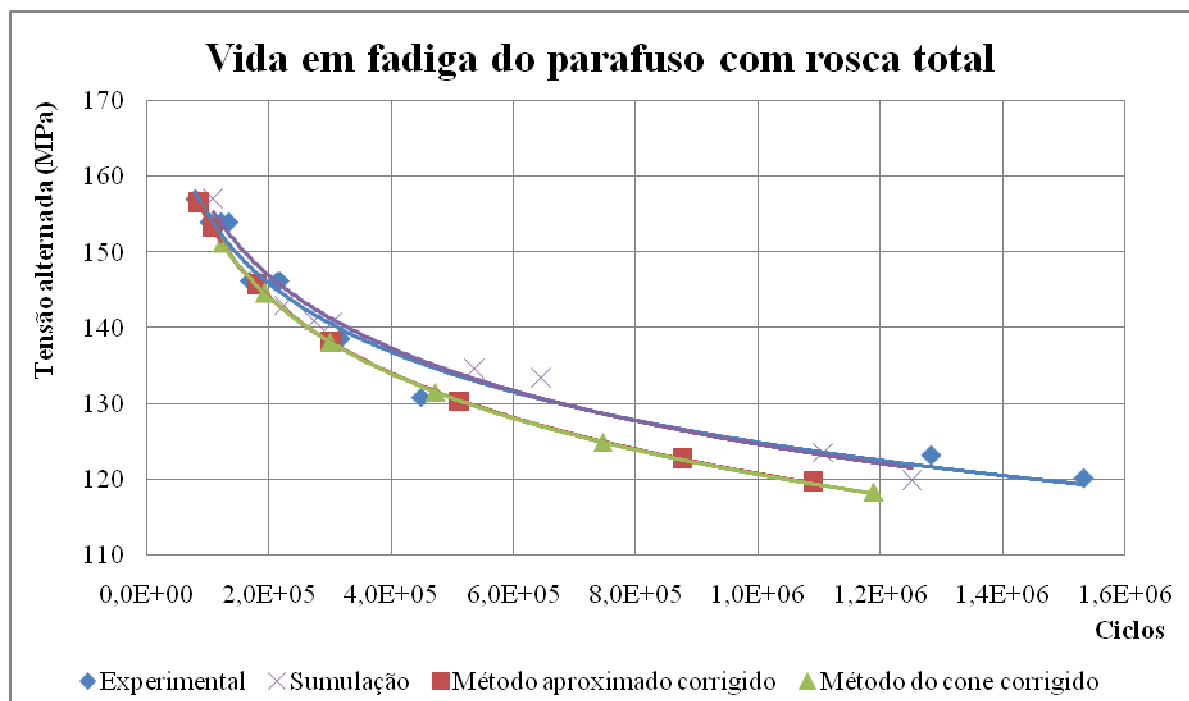


Figura 89 – Diagrama de tensão alternada versus vida em fadiga do parafuso com rosca total com curva simulada.

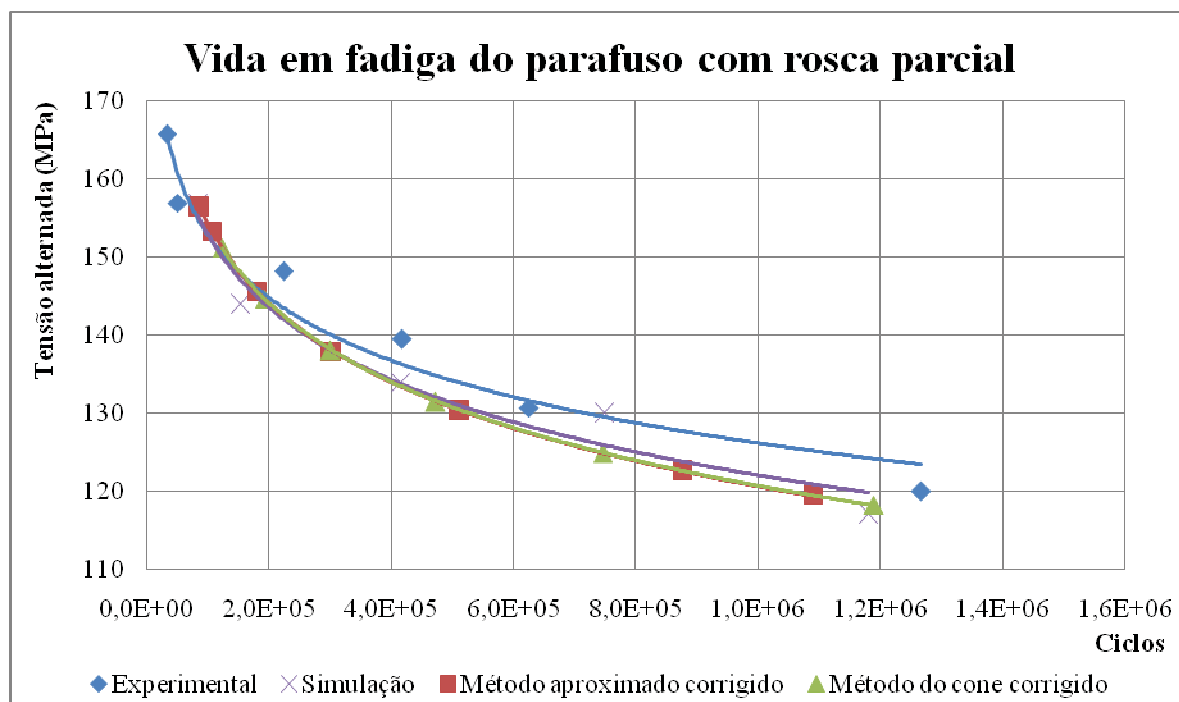


Figura 90 – Diagrama de tensão alternada versus vida em fadiga do parafuso com rosca parcial com curva simulada.

Observando as Figuras de 87 à 90 vê-se que o modelo de simulação gerou resultados confiáveis, pois os valores encontrados foram próximos aos dados obtidos nos experimentos. Também pode-se afirmar que o modelo é reprodutível, pois a curva simulada foi gerada a partir de simulações com diferentes valores de condições de contorno, ou seja, o modelo de simulação é fiel as condições reais e reprodutível para outros valores.

Comparando as curvas obtidas nas Figuras 87 e 88 percebe-se que o parafuso com rosca total suporta uma carga externa maior que o parafuso com rosca parcial (cerca de 12%), isto tem como causa a menor rigidez do parafuso de rosca total, menor fator de junta "C", e consequentemente fazendo com que a maior parte da carga externa seja absorvida pelas placas (quando comparado ao parafuso com rosca parcial). Ainda analisando estas figuras observa-se que para um mesmo valor de carga externa a vida em fadiga do parafuso com rosca total é pelo menos o dobro da vida do parafuso com rosca parcial, por exemplo: para 8,5 kN de carga externa temos uma vida de aproximadamente 650.000 e 200.000 ciclos para o parafuso com rosca total e parcial, respectivamente.

5.4. Análise do material da arruela na vida em fadiga do parafuso

Na Tabela 10 são mostrados os resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço carbono antes e após aplicação do torque de montagem (12 N.m resultando em uma força de tração de 9.245 N), nesta tabela a arruela face à cabeça do parafuso foi nomeada de arruela “a” e a que está face à porca de arruela “b”. De maneira análoga na Tabela 11 são mostradas as medições provenientes das arruelas de aço inox 304.

Tabela 10 – Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço carbono antes e após aplicação do torque de montagem.

Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço carbono antes e após aplicação do torque de montagem								
Medida Inicial (mm)	cdp 1		cdp 2		cdp 3		Média Final (mm)	
	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"
1	1,352	1,444	1,460	1,485	1,382	1,411	—	—
2	1,341	1,416	1,461	1,489	1,375	1,415	—	—
3	1,351	1,419	1,445	1,482	1,385	1,404	—	—
Média	1,348	1,426	1,455	1,485	1,381	1,410	—	—
Medida Final (mm)							—	—
1	1,344	1,420	1,449	1,468	1,373	1,394	—	—
2	1,331	1,401	1,452	1,475	1,365	1,398	—	—
3	1,345	1,399	1,436	1,467	1,377	1,387	—	—
Média	1,340	1,407	1,446	1,470	1,372	1,393	—	—
Média da Diferença (mm)	0,008	0,020	0,010	0,015	0,009	0,017	0,009	0,017

Tabela 11 – Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço inox 304 antes e após aplicação do torque de montagem.

Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço inox 304 antes e após aplicação do torque de montagem.								
Medida Inicial (mm)	cdp 1		cdp 2		cdp 3		Média Final (mm)	
	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"
1	1,372	1,344	1,380	1,380	1,343	1,361	–	–
2	1,367	1,333	1,386	1,378	1,349	1,367	–	–
3	1,374	1,336	1,379	1,375	1,342	1,365	–	–
Média	1,371	1,338	1,382	1,378	1,345	1,364	–	–
Medida Final (mm)							–	–
1	1,369	1,332	1,373	1,368	1,337	1,350	–	–
2	1,360	1,323	1,376	1,363	1,340	1,358	–	–
3	1,364	1,325	1,372	1,362	1,336	1,353	–	–
Média	1,364	1,327	1,374	1,364	1,338	1,354	–	–
Média da Diferença (mm)	0,007	0,011	0,008	0,013	0,007	0,011	0,007	0,012

Na Tabela 12 são mostrados os resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço carbono antes e após da aplicação da carga cíclica variando de 0 à 9.000 N, que devido a junta de tração resulta em um acréscimo máximo de carga nas arruelas no valor de 1.785 N. De maneira análoga na Tabela 13 são mostradas as medições das arruelas de aço inox 304.

Assim como ocorreu nos experimentos de aplicação de pré-carga, as arruelas de aço carbono apresentaram maiores deformações plásticas, chegando a uma diferença de 73% nas arruelas face à porca.

Tabela 12 – Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço carbono antes e após aplicação da carga cíclica.

Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço carbono antes e após aplicação da carga cíclica								
Medida Inicial (mm)	cdp 1		cdp 2		cdp 3		Média Final (mm)	
	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"
1	1,445	1,521	1,348	1,434	1,492	1,448	–	–
2	1,426	1,511	1,386	1,462	1,503	1,481	–	–
3	1,437	1,534	1,330	1,452	1,487	1,453	–	–
Média	1,436	1,522	1,355	1,449	1,494	1,461	–	–
Medida Final (mm)							–	–
1	1,434	1,494	1,335	1,418	1,479	1,415	–	–
2	1,418	1,497	1,368	1,439	1,485	1,451	–	–
3	1,430	1,490	1,321	1,429	1,475	1,433	–	–
Média	1,427	1,494	1,341	1,429	1,480	1,433	–	–
Média da Diferença (mm)	0,009	0,028	0,013	0,021	0,014	0,028	0,012	0,026

Na Tabela 14 é apresentado um resumo com valores médios de deformação ocorridos nas arruelas de aço carbono e inox 304 nos ensaios estáticos e dinâmico, destacando a diferença nos valores de deformação somados das arruelas “a” e “b”, sendo as maiores encontradas nas arruelas de aço carbono.

Tabela 13 – Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço inox 304 antes e após aplicação da carga cíclica.

Resultados das medições de espessura realizadas nas arruelas de aço inox 304 antes e após aplicação da carga cíclica								
Medida Inicial (mm)	cdp 1		cdp 2		cdp 3		Média Final (mm)	
	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"	Arruela "a"	Arruela "b"
1	1,345	1,350	1,339	1,385	1,347	1,362	–	–
2	1,340	1,346	1,345	1,388	1,342	1,365	–	–
3	1,347	1,350	1,347	1,390	1,344	1,359	–	–
Média	1,344	1,349	1,344	1,388	1,344	1,362	–	–
Medida Final								
(mm)							–	–
1	1,333	1,332	1,331	1,369	1,337	1,348	–	–
2	1,330	1,330	1,334	1,370	1,333	1,353	–	–
3	1,337	1,333	1,336	1,383	1,335	1,345	–	–
Média	1,333	1,332	1,334	1,374	1,335	1,349	–	–
Média da								
Diferença (mm)	0,011	0,017	0,010	0,014	0,009	0,013	0,010	0,015

As deformações ocorridas, tanto nas arruelas de aço carbono quanto nas de aço inox 304, podem ser visualizadas na Figura 91, sendo que a Figura 91 a) refere-se a arruela de aço carbono e a 91b) de aço inox 304. Nestas figuras, as arruelas à esquerda são referentes às arruelas face à cabeça do parafuso e à direita face à porca. A Figura 91 é referente as arruelas submetidas ao carregamento cíclico.

Tabela 14 – Resumo com valores médios de deformação ocorridos nas arruelas de aço carbono e inox 304 nos ensaios estáticos e dinâmico.

Resumo com valores médios de deformação ocorridos nas arruelas de aço carbono e inox 304 nos ensaios estáticos e dinâmico			
Aço Carbono			
	Arruela "a"	Arruela "b"	Variação Somada das Arruelas (mm)
Variação para Carregamento			
Estático (mm)	0,009	0,017	–
Variação para Carregamento			
Dinâmico (mm)	0,012	0,026	–
Variação Resultante (mm)	0,003	0,009	0,012
Aço Inox 304			
	Arruela "a"	Arruela "b"	Variação Somada das Arruelas (mm)
Variação para Carregamento			
Estático (mm)	0,007	0,012	–
Variação para Carregamento			
Dinâmico (mm)	0,010	0,015	–
Variação Resultante (mm)	0,003	0,003	0,006

Para quantificar a redução da pré-carga devido a deformação plástica ocorrida nas arruelas é utilizado o diagrama de Força x Deformação (elástica) do parafuso utilizado, tal diagrama foi apresentado no capítulo 3 na Figura 15, ou seja, o valor da deformação plástica ocorrida na arruela será igual ao retorno elástico do parafuso.

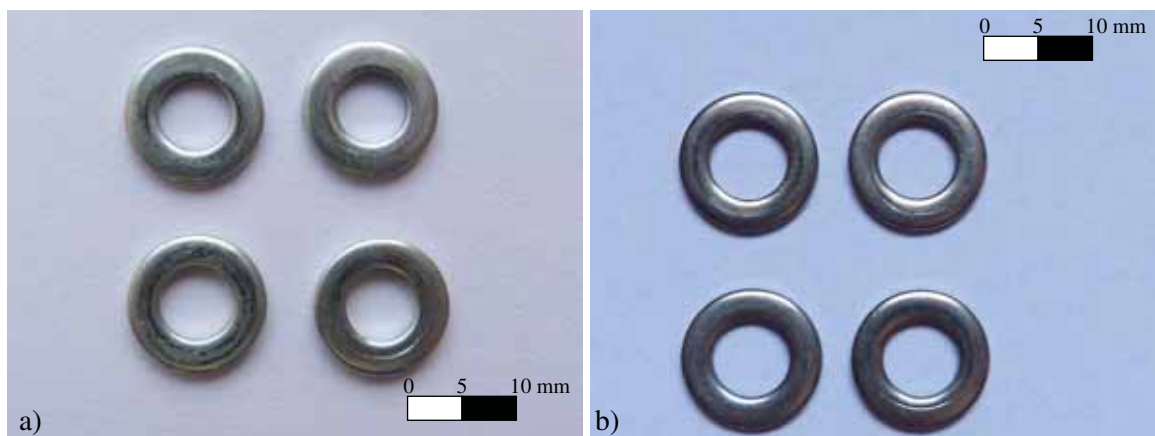


Figura 91 – Arruelas deformadas após ensaio com carregamento cíclico a) aço carbono; b) aço inox 304.

Considerando as deformações plásticas de cada conjunto de arruelas 0,012 mm para aço carbono e 0,006 mm para aço inox 304 e o diagrama de Força x Deformação do parafuso (Figura 15) observa-se que ocorreu uma redução na pré-carga do parafuso no valor de 2.338 N para o conjunto de aço carbono e de 1.145 N para o de aço inox 304.

Esta redução de pré-carga ocasionada pela deformação das arruelas pode reduzir a vida em fadiga do parafuso da junta. A fim de verificar este fato foi realizado um ensaio de fadiga do parafuso até sua ruptura utilizando um torque de aperto de 12 N.m resultando em uma pré-carga de 9.281 N e uma carga externa variando de 0 a 9.000 N com frequência de 12 Hz. Para estes valores de carregamento e aplicando o fator de junta temos uma força de união das placas da junta no valor de $[2.067 - 1.145 = 922 \text{ N}]$ quando utilizado arruelas de inox 304 (junta permanece fechada) e de $[2.067 - 2.338 = -270 \text{ N}]$ para a de aço carbono, ou seja, a junta com arruela de aço carbono abriu e acarretou um incremento de força alternada e força média no parafuso no valor de 135 N, totalizando 1.027 N e 8.107 N respectivamente, enquanto que a junta com arruelas de inox 304 permaneceu com força alternada de 892 N e força média de 9.029 N.

Os resultados da vida em fadiga foram 316.821 ciclos para o conjunto de inox 304 e de 82.317 para o de aço carbono, ficando clara a influência exercida pelo material da arruela. Com base no incremento dos valores de força alternada e média é natural que ocorra esta redução de vida em fadiga para o parafuso utilizado com arruelas de aço carbono.

Na Figura 92 é mostrado o resultado da vida em fadiga obtido na simulação numérica para o conjunto de inox 304, que é de 302.860 ciclos, na Figura 93 é apresentado os valores do conjunto de aço carbono, que é de 85.307 ciclos. Nos resultados dos dois conjuntos é

observado que os valores encontrados estão muito próximos aos valores obtidos nos ensaios, mostrando que o modelo está representando a situação real, comprovando a influência do material da arruela na vida em fadiga dos parafusos.

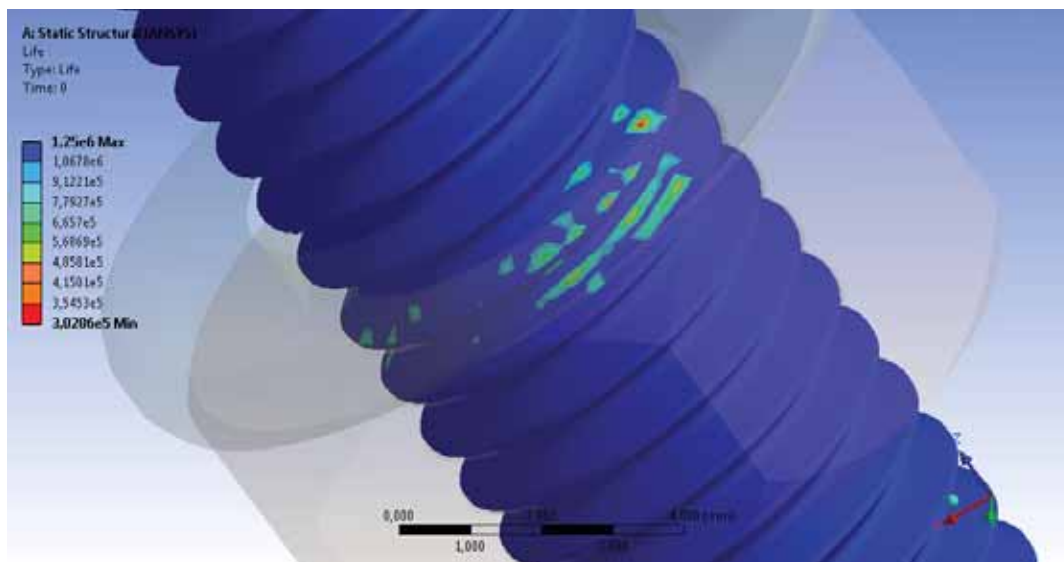


Figura 92 – Vida em fadiga do parafuso do conjunto com arruela de aço inox 304.

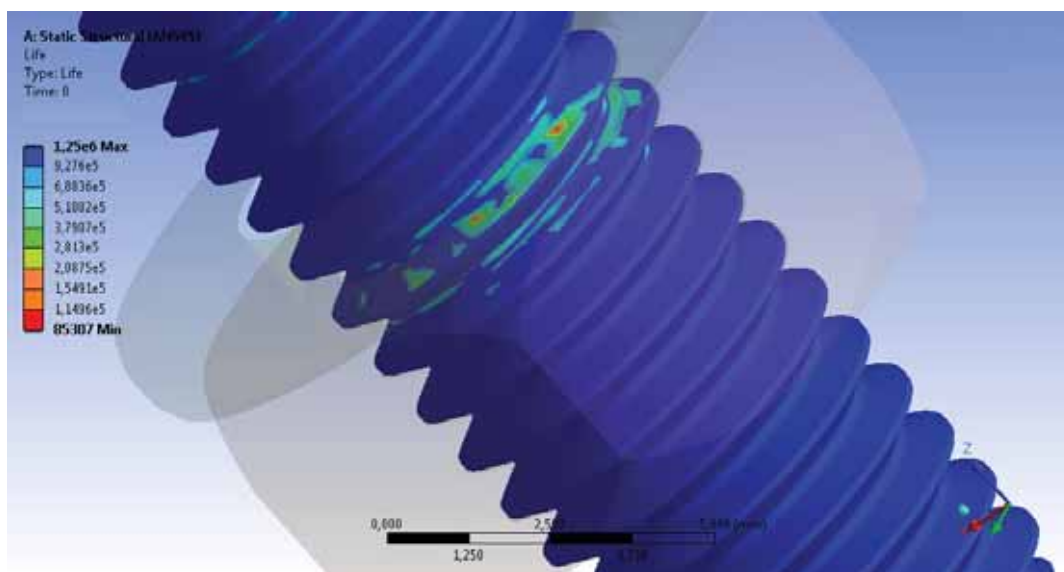


Figura 93 – Vida em fadiga do parafuso do conjunto com arruela de aço carbono.

5.5. Influência do torque de montagem na vida em fadiga do parafuso

O torque de montagem é responsável por garantir que as placas da junta permaneçam unidas durante a aplicação do carregamento cíclico, pois é através deste torque que aplicamos a carga de compressão axial da junta. No entanto é difícil encontrar um torque ideal, pois este

valor depende de outras variáveis como por exemplo a rigidez do parafuso e das placas da junta. Na Tabela 15 são apresentados os resultados provenientes dos experimentos nos quais foram fixados uma carga externa cíclica de 0 a 9,0 kN com o torque de aperto de 70, 80 e 90% da carga de prova, o parafuso utilizado foi um M6 x 1,00 mm com comprimento de 30,0 mm, rosca parcial e material aço grau 8.8.

Tabela 15 – Resultados dos ensaios de variação de torque de aperto.

Resultados do ensaio de variação de torque de aperto			
	Percentual da carga de prova (%)	Carga axial (kN)	Vida (ciclos)
cdp 1vt	70	8,12	37.465
cdp 2vt	70	8,12	43.511
cdp 3vt	70	8,12	34.473
cdp 4vt	80	9,28	47.831
cdp 5vt	80	9,28	50.164
cdp 6vt	80	9,28	48.780
cdp 7vt	90	10,44	325.587
cdp 8vt	90	10,44	310.125
cdp 9vt	90	10,44	338.571

Também foram feitas simulações para medir a influência do torque de aperto na vida em fadiga dos parafusos, estas simulações são apresentadas nas Figuras 94, 95 e 96, para os carregamentos de 70, 80 e 90% da carga de prova.

Como pode ser observado tanto nos experimentos quanto nas simulações o torque mais elevado (90% da carga de prova) apresentou considerável ganho de vida em fadiga do parafuso, este ganho tem como motivo a maior força de compressão da junta, o que garante que a mesma permaneça fechada mesmo com a aplicação da carga externa e deformações plásticas da arruela (assunto tratado no item 5.4), para este caso a força mínima que permanece na junta é acima de 2,0 kN. Já para a situação de torque mínimo (70% da carga de prova) a junta está na iminência de separar o que diminui a vida em fadiga do parafuso. Entretanto a aplicação de torques acima de 90% da carga de prova pode acarretar na deformação plástica do parafuso, fazendo com que ocorra falha estática (durante a montagem).

Outro fator que pode ser observado é a relação entre a carga externa e a pré-carga do parafuso, a qual não deve exceder 90 %, por exemplo da Tabela 15 temos que a pré-carga proveniente do torque de 90% é de 10,44 kN, sendo a carga externa aplicada é igual a 9,0 kN,

nesta situação temos uma relação de 86 %, quando consideramos a pré-carga proveniente do torque de 70% que é de 8,12 kN, temos uma relação de 111%, sendo que a vida em fadiga destas duas situações é de aproximadamente 320.000 ciclos para o torque de 90% e 40.000 ciclos para o torque de 70 %, ou seja uma diferença de quase 8 vezes. Outro exemplo desta relação pode ser observado no diagrama da Figura 88, a qual foi construída utilizando torque de 80% da carga de prova, gerando uma pré-carga de 9,28 kN, para uma relação de 90% entre a carga externa e a pré-carga temos que a carga externa é de 8,35 kN, sendo que para aplicação de cargas externas acima deste valor existe um acentuado decréscimo da vida em fadiga do parafuso, como pode ser observado ainda na Figura 88.

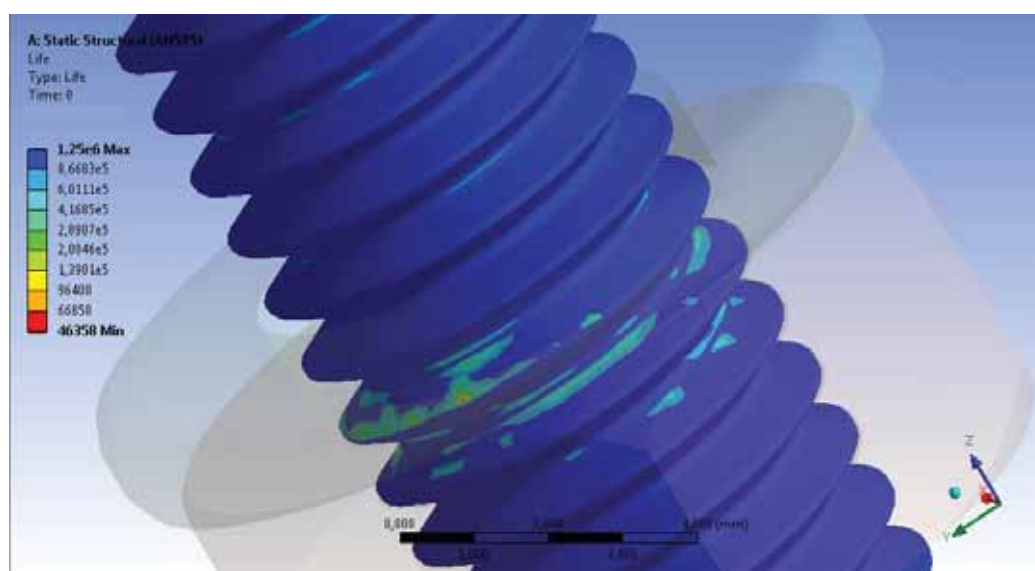


Figura 94 – Influência do torque de aperto na vida em fadiga para 70% da carga de prova.

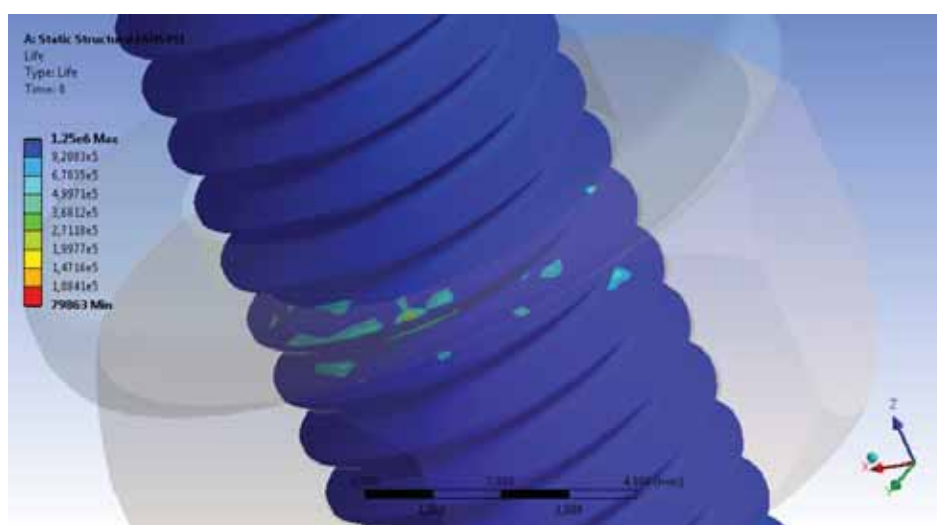


Figura 95 – Influência do torque de aperto na vida em fadiga para 80% da carga de prova.

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os ensaios realizados para definição das propriedades mecânicas dos materiais foram de extrema importância, pois como pode ser visto nas Figuras 60 e 61 as curvas teóricas de vida em fadiga dos parafusos, construídas apenas com os dados provenientes da literatura apresentaram grande diferença com relação às curvas de fadiga experimentais. Por esse motivo houve a necessidade de correção das curvas teóricas com a utilização dos valores das propriedades mecânicas obtidas a partir de ensaios (Figuras 62 e 63).

Os modelos de simulação numérica utilizando o método dos elementos finitos reproduzem com fidelidade o comportamento em fadiga das juntas aparafusadas como pode ser visto nos resultados apresentados nos itens 5.3, 5.4 e 5.5. Foi permitida a análise de diferentes condições de contorno, geometria e materiais das juntas aparafusadas. A modelagem da junta em dois arquivos distintos se mostrou muito eficiente e confiável, diminuindo o tempo de processamento da análise sem comprometer os resultados.

Comparando os resultados de vida em fadiga dos parafusos com rosca total e parcial (Figuras 62 e 63) verifica-se que os parafusos com rosca total suportam cerca de 10% mais carga externa que o parafuso com rosca parcial, isto ocorre, pois o parafuso com rosca total possui menor rigidez com relação à junta. Esta menor rigidez influencia no fator de junta “C”, que é menor no parafuso com rosca total (Tabela 7), fazendo com que uma menor parcela de força externa seja transferida para ele, aumentando sua vida em fadiga.

O modelo contendo as placas de junta fornece as forças resultantes após a aplicação da pré-carga e da carga externa, possibilitando o cálculo do fator de junta “C”. Como apresentado nas Tabelas 8 e 9 os fatores de junta obtidos a partir das simulações não foram iguais quando se variou a força externa, diferente do que ocorre no método aproximado e no método do cone. Isto ocorreu, pois a força resultante nas placas após o carregamento possui outros fatores que a afetam, tais como: a deformação da arruela e da própria placa da junta, ou seja, o fator de junta obtido através da simulação é um fator equivalente que além da rigidez considera essas outras variáveis.

Tradicionalmente as arruelas não são partes integrantes no cálculo de vida em fadiga dos parafusos, mas seu material pode ter grande influência como mostrado no item 5.4. Dependendo do material e do carregamento a que as arruelas são submetidas podem ocasionar uma falha prematura por fadiga do parafuso, como mostrado nas Figuras 92 e 93, nas quais a

vida em fadiga do parafuso foi reduzida de 302.860 ciclos quando utilizado arruelas de aço inox 304 para 85.307 para arruelas de aço carbono.

O torque de montagem deve ser suficiente para manter a junta unida durante a aplicação da carga externa, caso a pré-carga induzida pelo torque de montagem possua um valor muito próximo ao da carga externa, a junta abrirá devido às acomodações dos componentes da junta com as deformações plásticas das arruelas e elásticas das placas, então o valor do torque de montagem deve deixar uma força de união resultante suficiente para que não ocorra a abertura da junta. Nos resultados da Tabela 15 mostram três níveis de torques de montagem diferentes para uma mesma junta e mesma carga externa (variando de 0 à 9,0 kN), e pode ser visto que quanto maior foi o torque aplicado (90% da carga de prova) maior foi a vida em fadiga do parafuso, pois a junta permaneceu unida, já a junta montada com 70% do valor da pré-carga apresentou vida em fadiga quase 8 vezes menor que a junta com 90% de torque. No entanto deve-se evitar elevar o torque de montagem para valores acima de 100% da carga de prova, pois desta maneira atingiria a região de escoamento do material, levando o parafuso a falhar estaticamente. O torque de montagem de 90% da carga de prova produz um bom nível de força de aperto, sem comprometer a integridade do parafuso (mesmo ocorrendo escoamento localizado para alívio de tensões), no entanto, valores acima deste poderia acarretar deformações plásticas levando o parafuso a falhar. A relação entre a carga externa e a pré-carga não deve exceder a faixa de 85 a 90 % da pré-carga. Analisando a Figura 88 (pré-carga de 9,21 kN) é possível perceber que a utilização de uma carga externa acima de 85% da pré-carga (7,89 a 8,35 kN), reduz drasticamente a vida em fadiga do parafuso.

Em suma, é possível concluir que:

- 1 – A utilização de valores reais das propriedades mecânicas dos materiais dos parafusos melhorou as curvas de vida em fadiga do método aproximado e do método do cone, conforme apresentado nos itens 5.1 e 5.2;
- 2 – Os modelos de simulação numérica reproduziram satisfatoriamente as condições de ensaios utilizadas, conforme resultados apresentados nos itens 5.3, 5.4 e 5.5;
- 3 – Utilizando a mesma junta e mesmo torque de montagem o parafuso com rosca total suportou 10 % mais carga externa que o parafuso com rosca parcial;
- 4 – A correta escolha do material das arruelas apresentou grande influência na vida em fadiga do parafuso, reduzindo-a de 302.860 ciclos (arruelas de aço inox 304) para 85.307 (arruelas de aço carbono);

5 – Dos três níveis de torque de montagem utilizados (70, 80, 90% da carga de prova), o conjunto utilizando o torque de 90 % da carga de prova é a melhor situação de uso, pois apresentou a maior vida em fadiga do parafuso, conforme Tabela 15;

6 – Deve-se evitar a utilização de carga externa superior a 85% da pré-carga, pois acima deste valor ocorre acentuada redução de vida em fadiga do parafuso.

A seguir apresentam algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Analisar a sequência de montagem dos parafusos em um flange contendo diversos parafusos na vida em fadiga da junta aparafusada;
- Estudar a influência na vida em fadiga dos parafusos com a utilização de diferentes materiais das placas da junta aparafusada, de modo a variar a sua rigidez;
- Verificar a influência da geometria da cabeça do parafuso e da porca na vida em fadiga dos parafusos.

REFERÊNCIAS

- ABID, M.; HUSSAIN, S. **Bolt preload scatter and relaxation behaviour during tightening a 4 in-900# flange joint with spiral wound gasket.** Journal of Process Mechanical Engineering, v.222, p. 123 – 134, 2008.
- ALKATAN, F. et al. **Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading.** Finite Elements in Analysis and Design, v.43, p. 589 – 598, 2007.
- AL-NASSAR, Y. N. ; KHURSHID, H.; ARIF A. F. M. **The effect of clearance and pre-tension on the performance of a bolted-joint using 3d FEA.** The Arabian Journal for Science and Engineering, v.37, p. 749 – 763, 2012.
- ANSYS WORKBENCH MANUAL, 2010, Ansys 12.0 Program Documentation, SAS IP, Inc.
- BATHE, K. J. **Finite Element Procedures.** Prentice-Hall, 1996. 1.037p.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica.** 8ª. ed. Porto Alegre - RS: AMGH Editora Ltda, 2011. 1.084p.
- CORNWELL, R E. **Computation of load factors in bolted connections.** Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, v.223, p. 795 – 808, 2009.
- CROCCOLO, D.; AGOSTINIS, M.; VINCENZI, N. **Failure analysis of bolted joints: Effect of friction coefficients in torque-preloading relationship.** Engineering Failure Analysis, v.18, p. 364 – 373, 2011.
- DINGER, G.; C. FRIEDRICH, C. **Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state.** Engineering Failure Analysis, v.18, p. 2188 – 2200, 2011.
- FUKUOKA, T.; TAKAKI, T. **Mechanical behaviors of bolted joint during tightening using torque control.** Japan Society of Mechanical Engineers. v.41, p. 185 – 191, 1998.
- FUKUOKA, T.; TAKAKI, T. **Elastic plastic finite element analysis of bolted joint during tightening process.** ASME Journal of Mechanical Design. v.125, p. 823 – 830, 2003.

GARCIA, R. **Conceitos gerais sobre Torque e Processos de Torque / Parte 1.** Edição 07, 2007.

GRANDIN, H., **Fundamental of the Finite Element Method.** 1st ed. New York, USA: Macmillan Publishing Company, 1986. 528p.

GUO, T. et al. **Alternative method for identification of the dynamic properties of bolted joints.** Journal of Mechanical Science and Technology, v.26, p. 3017 – 3027, 2012.

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

IZUMI, S. et al. **Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener.** Engineering Failure Analysis, v.12, p. 604 – 615, 2005.

KWON, Y. D. et al. **Formula for stiffness of bolted-joint members with sleeve and its applications.** Journal of Structural Engineering. v.128, p. 951 – 955, 2002.

LEHNHOFF, T.F.; BUNYARD, B.A.: **Effects of bolt threads on stiffness of bolted joints.** ASME Journal of Pressure Vessel Technology. v.123, p. 161 – 165, 2001.

LERAY, D; VADEAN, A; DAIDIE, A. **Fast computation of preloaded bolted circular joint aiming at fatigue bolt sizing Hypotheses and modeling.** Engineering Computations: International Journal for Computer-Aided Engineering and Software. v.25, p. 42 – 54, 2008.

LOURENÇO, P. H. **O método de elementos finitos aplicado ao estudo de juntas rigidamente fixadas por parafusos.** 2004. 132 f. Dissertação (Mestrado). Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2004.

MAJZOBI, G. H. et al. **Experimental results and finite-element predictions of the effect of nut geometry, washer and Teflon tape on the fatigue life of bolts.** Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, v.28, p. 557 – 564, 2005.

MUHAMMAD-TANDUR, K. H.; MAGAMI, I. A. **Computing the stress factor in bolted joint using FEM.** International Journal of Applied Engineering Research. v.3, p. 369 – 387, 2008.

NASSAR, S. A.; MATIN P. H.; BARBER G. C. **Thread friction torque in bolted joints.** ASME Journal of Pressure Vessel Technology. v.127:387 – 393, 2004.

NATIONAL AEROSPACE STANDARD. **NASM 1312-8: Fastener test methods - tensile strength**, 2001.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre - RS: Bookman, 2004. 919p.

PEDERSEN, N. L.; PEDERSEN, P. **On prestress stiffness analysis of bolt-plate contact assemblies**. Archive of Applied Mechanics, v.78, p. 75 – 88, 2008.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7ª. ed. Porto Alegre - RS: Bookman, 2005. 960p.

TORIBIO, J. et al. **Fatigue behaviour of bolted joints**. Metals and Materials International, v.18, p. 553 – 558, 2012.

VAN-LONG, H.; JEAN-PIERRE, J.; JEAN-FRANÇOIS, D. **Behaviour of bolted flange joints in tubular structures under monotonic, repeated and fatigue loadings I: Experimental tests**. Journal of Constructional Steel Research, v. 85, p. 1 – 11, 2013.

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

WILLIAMS, J. G. et al. **Analysis of externally loaded bolted joints: Analytical, computational and experimental study**. International Journal of Pressure Vessels and Piping. v.86, p. 420 – 427, 2009.

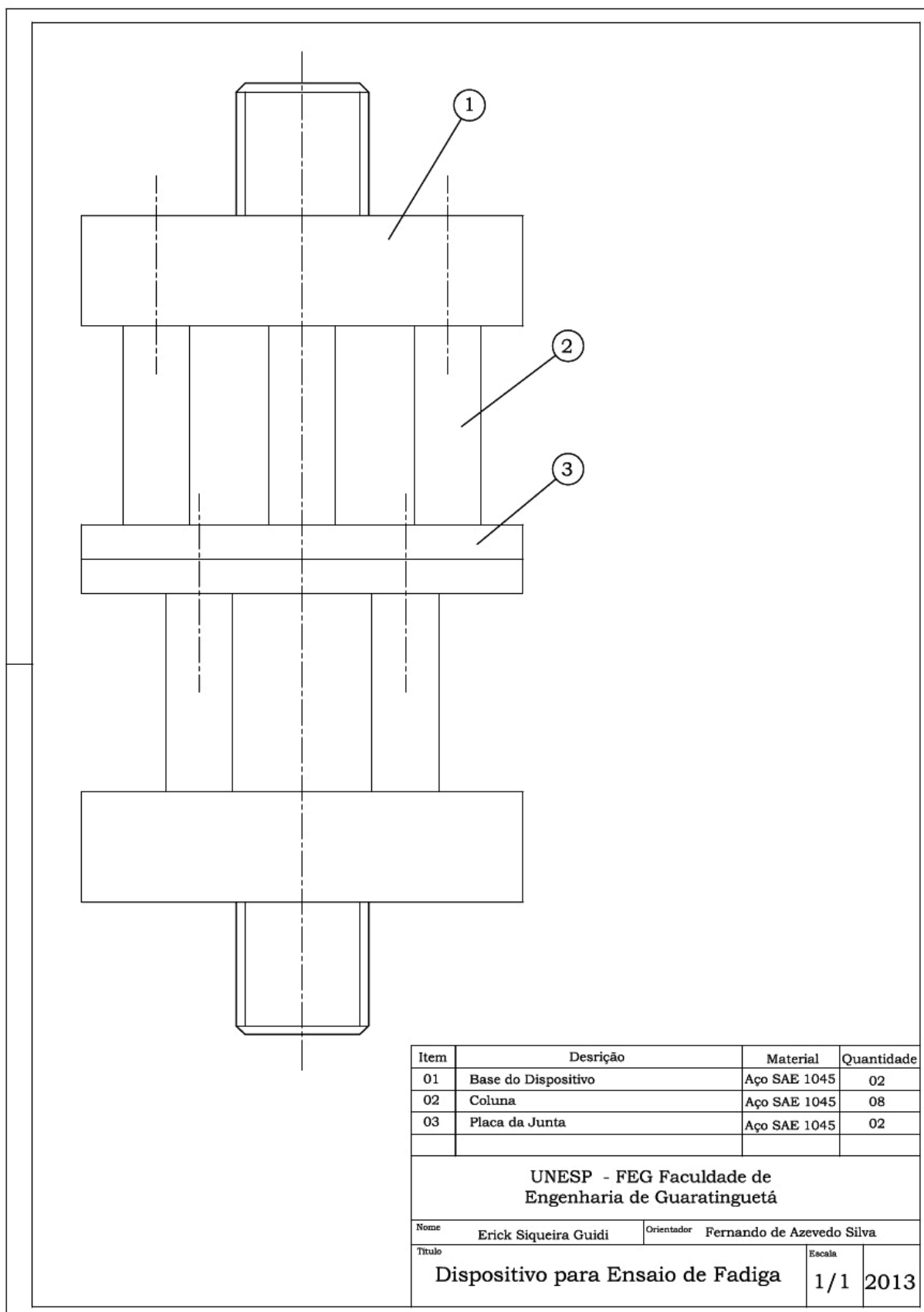
YANG, T.; FAN, H. S.; LIN, S. C. **Joint stiffness identification using FRF measurements**. Computers and Structures, v.81, p. 2549 – 2556, 2003.

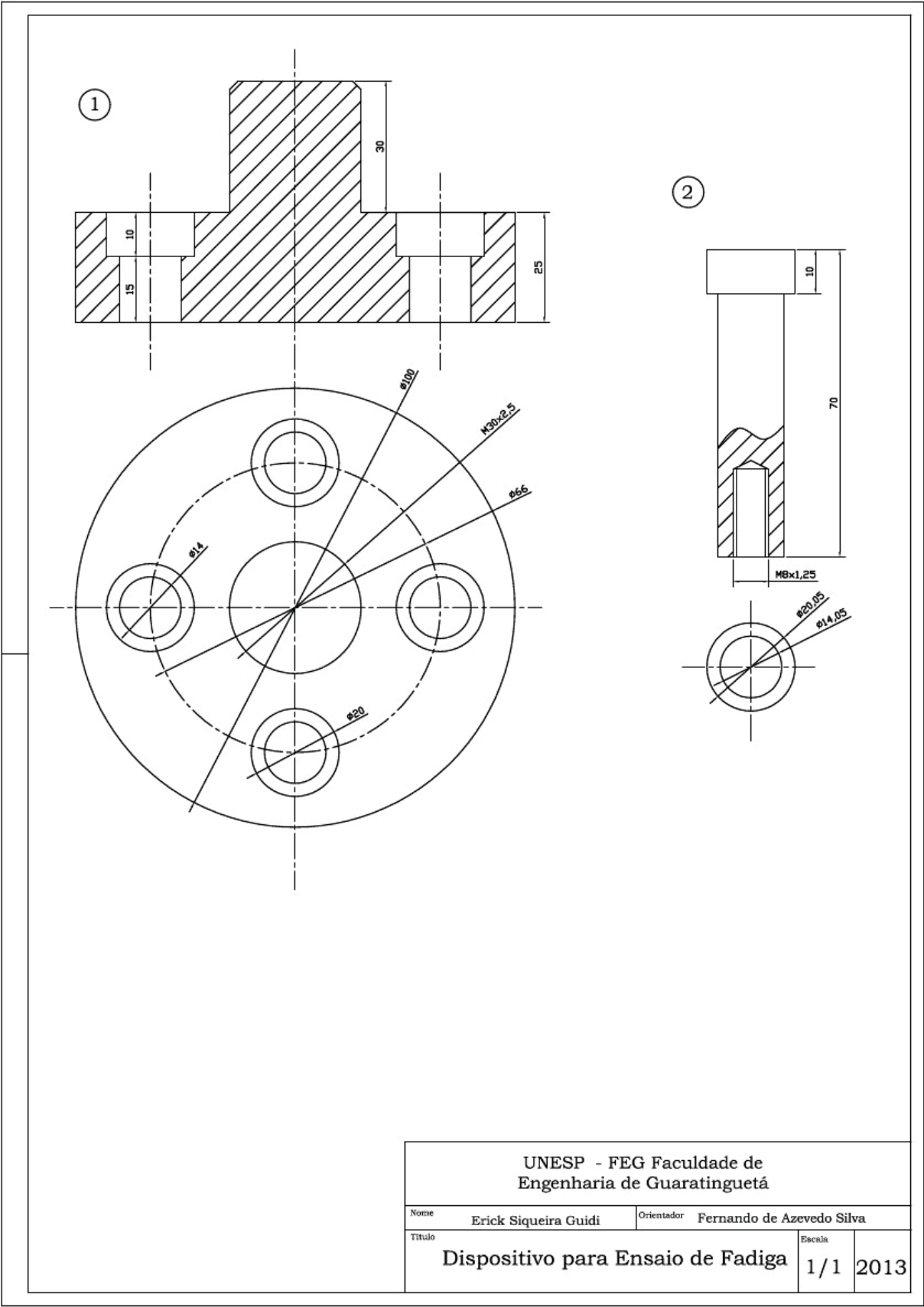
YOKOYAMA, T. et al. **Investigation into the self-loosening behavior of bolted joint subjected to rotational loading**. Engineering Failure Analysis, v.23, p. 35 – 43, 2012.

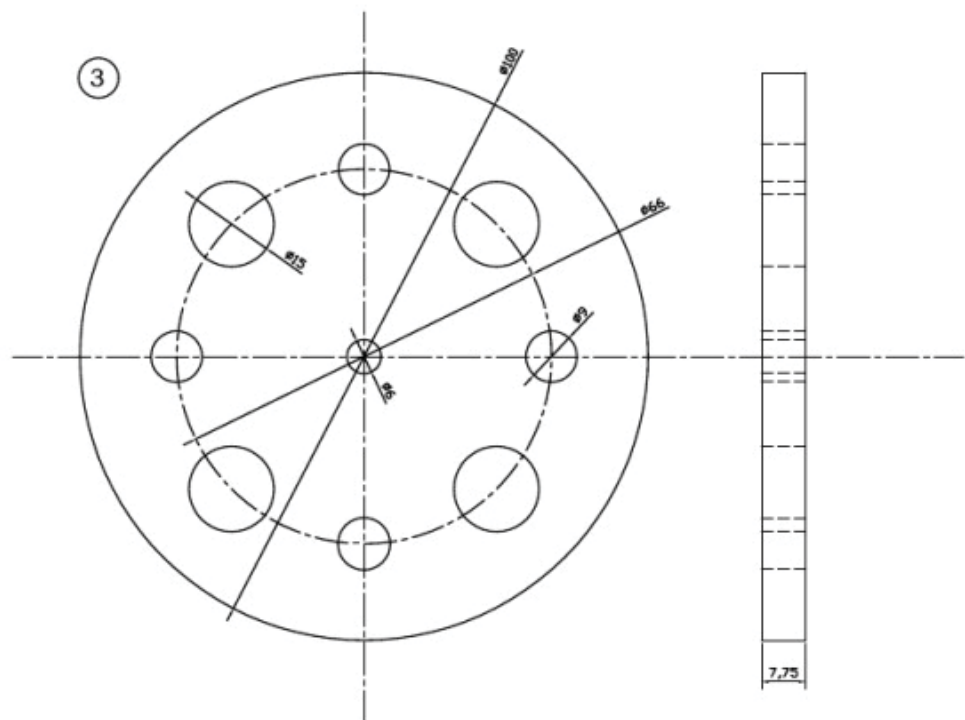
ZADOKS, R.I.; KOKATAM, D.P.R. **Investigation of the axial stiffness of a bolt using a three dimensional finite element model**, Journal of Sound and Vibration. v.246, p. 349 – 373, 2001.

ZHANG, O.; POIRIER, J. A. **New analytical model of bolted joints**. ASME Journal of Mechanical Design. v.126, p. 721 – 728, 2004.

APÊNDICE A – Dispositivo para ensaio de fadiga







UNESP - FEG Faculdade de
Engenharia de Guaratinguetá

Nome Erick Siqueira Guidi Orientador Fernando de Azevedo Silva

Título Placas da Junta Escala 1/1 2013

APÊNDICE B – Corpos de prova ensaiados

Parafusos com rosca total.



Parafusos com rosca parcial.