

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

ALAN GONELLI MIRANDA

Análise estática estrutural e simulação computacional de parafusos de fixação  
manufaturados em Ti-6Al-4V para aplicações ortopédicas

São Carlos

2022

ALAN GONELLI MIRANDA

Análise estática estrutural e simulação computacional de parafusos de fixação  
manufaturados em Ti-6Al-4V para aplicações ortopédicas

Monografia apresentada ao Curso de  
Engenharia Mecânica, da Escola de  
Engenharia de São Carlos da Universidade de  
São Paulo, como parte dos requisitos para  
obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Jonas de Carvalho

VERSÃO CORRIGIDA

São Carlos

2022

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

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

M672a      Miranda, Alan Gonelli  
              Análise estática estrutural e simulação  
              computacional de parafusos de fixação manufaturados em  
              Ti-6Al-4V para aplicações ortopédicas / Alan Gonelli  
              Miranda; orientador Jonas De Carvalho. São Carlos,  
              2022.

              Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) --  
              Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de  
              São Paulo, 2022.

              1. parafuso. 2. fixação. 3. titânio. 4.  
              análise. 5. simulação. 6. ortopedia. I. Título.

Eduardo Graziosi Silva - CRB - 8/8907


## FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: ALAN GONELLI MIRANDA

Título: Análise estática estrutural e simulação computacional de parafusos de fixação compostos por liga de Ti-6Al-4V em aplicações ortopédicas.

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade  
de São Paulo - Engenharia Mecânica.

### BANCA EXAMINADORA

Profa. Dra. Luciana Montanari Departamento de Engenharia Mecânica EESC – USP	
Nota atribuída: 9,5 (nove e meio)	
Prof. Dr. Alessandro Roger Rodrigues Departamento de Engenharia Mecânica EESC – USP	
Nota atribuída: 9,5 (nove e meio)	
Prof. Dr. Jonas de Carvalho – orientador Departamento de Engenharia Mecânica EESC – USP	
Nota atribuída: 9,5 (nove e meio )	

Média: 9,5 (nove e meio)

Resultado: APROVADO

Data: 06/Setembro/2022

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

**SIM X NÃO** ☐ OBS: Após correções/inclusões indicadas pela banca.



## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho primeiramente a Deus e a Nossa Senhora pela força e resiliência que têm me proporcionado ao longo da minha caminhada na Universidade de São Paulo e neste momento de elaboração do Trabalho de Conclusão de Curso.

Mas também dedico este trabalho ao meu pai, Afonso Adão Miranda, e à minha mãe, Maria Aparecida de Paula Gonelli Miranda, que me apoiaram em todo tempo que estive cursando engenharia mecânica, principalmente nos momentos mais difíceis.

Gostaria de agradecer ao Professor Jonas de Carvalho, meu orientador, por todo apoio e ensinamentos cultivados ao longo do curso, por todas as disciplinas que ele lecionou, que foram fundamentais para concretização deste trabalho.

Além disso, também sou grato pela sua receptividade em me aceitar como aluno orientado e como supervisor de estágio, ele foi muito importante para que eu chegasse até aqui.

Dessa forma, dedico este trabalho também a todos os professores da Escola de Engenharia de São Carlos, que contribuíram de maneira significativa para meu aprendizado e formação como engenheiro mecânico.

## AGRADECIMENTOS

Ao Dr. Jonas de Carvalho, que muito me ensinou contribuindo para o meu crescimento científico nas disciplinas de Elementos de Máquinas e Projeto Assistido por Computador.

A Dra. Luciana Montanari, por todo acompanhamento ao longo do curso de engenharia mecânica, como coordenadora do curso, pois desempenhou um papel importante para minha formação.

A Dra. Zilda de Castro Silveira, pelos seus ensinamentos em elementos de máquinas com uma metodologia inovadora e moderna, em conformidade com os padrões atuais.

Ao Dr. José Carlos de Melo Vieira Júnior, pelos ensinamentos na disciplina de Máquinas elétricas, e pela sua cordialidade, foram de grande valor para minha formação.

Ao Dr. Eduardo Bellini Ferreira e ao Dr. José Benedito Marcomini, pelo curso de Ciência e Engenharia de Materiais II e pelo curso de Comportamento Mecânico dos Materiais, respectivamente, que auxiliaram na compreensão mais concreta dos materiais para engenharia, com a introdução de um seminário para seleção dos materiais.

Ao Dr. Frederico Fábio Mauad pelo curso de Máquinas Hidráulicas, e pela sua hospitalidade com os alunos, introduzindo conceitos fundamentais de engenharia mecânica de forma descontraída e adequada.

Ao Dr. Raimundo Nonato Araújo dos Santos, pela oportunidade concedida de participar de iniciação científica e bolsas de monitoria em Cálculo Diferencial e Integral II.

Ao Dr. Humberto Breves Coda, que ministrou as disciplinas de Mecânica dos Sólidos I e II, fornecendo um material próprio para seus alunos. O conteúdo de seus livros foi empregado para realização dos cálculos analíticos deste trabalho.

Ao Fabrício, engenheiro da NexxMed equipamentos biomédicos de São Carlos, pelo fornecimento dos parafusos de liga de titânio alumínio vanádio, essenciais para a elaboração das simulações deste trabalho.

Ao meu tio Waldemar Fernandes, por todo apoio e incentivo em continuar no ramo da engenharia mecânica.

A ANSYS, Inc. por disponibilizar o software ANSYS, muito importante para elaborar as simulações computacionais deste projeto.

## RESUMO

MIRANDA, A.G. **Análise estática estrutural e simulação computacional de parafusos de fixação manufaturados em Ti-6Al-4V para aplicações ortopédicas.** 2022. 131 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2022.

Parafusos de fixação são elementos fundamentais em aplicações ortopédicas para ajudar pacientes em seu processo de reabilitação motora. As técnicas de cirurgia modernas, em conjunto com o desenvolvimento de materiais compatíveis ao corpo humano, como a liga de titânio alumínio vanádio, proporcionam melhor qualidade de vida aos pacientes, porque possibilitam cirurgias de reconstrução de ligamentos rompidos ou tendões desgastados pela carga excessiva alocada na região do joelho. Este trabalho tem como objetivo o dimensionamento analítico das cargas associadas ao regime de operação de dois parafusos desta liga de titânio, com diâmetros nominais de 11 mm e 7 mm, bem como a simulação computacional de seu regime de operação, que é do tipo estático estrutural, de acordo com os ensaios propostos nos anexos A1, A2 e A3 da norma ASTM F543. Os ensaios computacionais realizados foram baseados nas propriedades mecânicas de elasticidade isotrópica da liga de titânio alumínio vanádio, e visaram examinar a resistência torcional do parafuso, considerando a aplicação de uma carga de torção constante e sua resistência mecânica ao arrancamento em regime de carga axial concentrada. Esses resultados são empregados para avaliar e aprovar o lote de parafusos analisados para aplicações em centros médicos especializados. Os resultados comprovaram que o material escolhido é adequado para as aplicações pretendidas, oferecendo alta resistência aos carregamentos impostos e boa durabilidade. As regiões de maior deformação e fratura são pequenos volumes de filetes de rosca em contato com a interface do bloco de teste e regiões da circunferência externa lisa do parafuso, próximo à região de aplicação de torque pela chave. Dessa forma, as abordagens analíticas e computacionais apresentaram resultados coerentes entre si como ferramentas valiosas para o dimensionamento dos parafusos e testes de resistência quando submetidos aos ensaios propostos pela norma ASTM F543-17.

Palavras-chave: parafuso; fixação; titânio; análise; simulação; ortopedia.

## ABSTRACT

MIRANDA, A. G. **Structural static analysis and computer simulation of Ti-6Al-4V manufactured fixation screws for orthopedic applications.** 2022. 131 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2022.

Medical bone screws are key elements in orthopedic applications to help patients in their motor rehabilitation process. Modern surgery techniques, together with the development of materials compatible with the human body, such as aluminum vanadium titanium alloy, provide better quality of life to patients, because they reattach ruptured ligaments or worn tendons by excessive load located in the knee region. This work aims at the analytical dimensioning of the loads associated with the operating regime of two bone screws of this titanium alloy, with nominal diameters of 11 mm and 7 mm. But also, the computational simulation of its operating regime, which is of the structural static type, according to the tests proposed in annexes A1, A2 and A3 of the ASTM F543 standard. The tests were based on the mechanical properties of isotropic elasticity of the titanium aluminum vanadium alloy, and aimed to examine the torsional resistance of the screw, considering the application of a constant torsional force and its mechanical pullout resistance under concentrated axial load regime. These results were used to test numerically and approve the batch of screws analyzed for applications in specialized medical centers. The results proved that the material chosen is suitable for the desired applications, offering high resistance to the imposed loads and good durability. The regions of larger deformation and fracture are small volumes of thread fillets in contact with the interface of the test block and regions of the smooth outer circumference of the screw, close to the region of torque application by the wrench. Thus, the analytical and computational approaches presented coherent results as valuable tools for the sizing of screws and resistance tests when submitted to the tests proposed by the ASTM F543-17 standard.

Keywords: bone screws; fixation; titanium; analysis; simulation; orthopedics.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Terminologia de roscas de parafusos. Roscas com pontas em “v” mostradas para maior clareza; as cristas e as raízes são realmente aplanadas ou arredondadas durante a operação de conformação .....	2
Figura 2 - Perfil básico para roscas métricas M e MJ. $d$ = diâmetro maior, $dr$ = diâmetro menor, $dp$ = diâmetro do passo $p$ = passo, $H = \frac{\sqrt{3}}{2} p$ .....	3
Figura 3 - Barra prismática em tração: (a) diagrama de corpo livre de um segmento da barra, (b) segmento da barra antes do carregamento, (c) segmento da barra após o carregamento e (d) tensões normais na barra .....	5
Figura 4 - Comportamento típico da curva tensão-deformação de engenharia até a fratura, ponto F. O limite de resistência à tração LRT está indicado pelo ponto M. Os detalhes dentro dos círculos representam a geometria do corpo de provas deformado em vários pontos ao longo da curva. ....	7
Figura 5 - Representação esquemática de como o módulo de elasticidade é determinado a partir do diagrama tensão deformação .....	7
Figura 6 - Representação esquemática dos termos de parafusos ósseos .....	16
Figura 7 - Desenho ilustrando as principais partes do parafuso do tipo esponjoso e cortical .	21
Figura 8 - O arrancamento é afetado pelo diâmetro maior $D$ ; a força de inclinação é afetada pelo diâmetro menor $d$ .....	22
Figura 9 - Desenho ilustrando os tipos de rosca dos parafusos e a relação com a aplicação das forças sobre a rosca .....	22
Figura 10 - Desenho ilustrando as diferenças entre os parafusos auto-macheantes e não macheantes e os tipos de forças que são produzidas no tecido ósseo ao seu redor .....	23
Figura 11 - Ilustrações esquemáticas de (a) ensaio de ruptura torcional, (b) curva de torque e ângulo de rotação, (c) teste de durabilidade com 4 pontos, (d) torque de inserção, (e) curva de torque e ângulo de rotação para o modelo ósseo, (f) teste de arrancamento do parafuso .....	24
Figura 12 - Magnitude e distribuição da tensão no osso esponjoso no procedimento de arrancamento .....	25
Figura 13 - Parafuso canulado de diâmetro 7 da liga de titânio alumínio vanádio .....	26

Figura 14 - Parafuso canulado de diâmetro 11 da liga de titânio alumínio vanádio .....	26
Figura 15 - Equipamento de ensaio para determinação das propriedades torcionais e do ângulo de ruptura .....	27
Figura 16 - Curva típica de torque e ângulo de rotação .....	29
Figura 17 - Gráfico típico de torque e ângulo de torção .....	30
Figura 18 - Representação esquemática da montagem para ensaio do torque .....	30
Figura 19 - Representação esquemática do equipamento de teste para resistência ao arrancamento axial .....	32
Figura 20 - Modelo 3D do Parafuso Canulado de Diâmetro 11mm .....	35
Figura 21 - Modelo 3D do Parafuso Canulado de Diâmetro 7mm .....	35
Figura 22 - Montagem de Torção do parafuso canulado de diâmetro 11mm .....	36
Figura 23 - Montagem de Torção do parafuso canulado de diâmetro 7 mm .....	36
Figura 24 - Montagem de Torção Inserção e Remoção Parafuso Diâmetro 11 mm .....	37
Figura 25 - Montagem de Torção Inserção e Remoção Parafuso Diâmetro 7 mm .....	37
Figura 26 - Montagem para Arrancamento Axial do Parafuso de Diâmetro 11 mm .....	38
Figura 27 - Montagem para Arrancamento Axial do Parafuso de Diâmetro 7 mm .....	38
Figura 28 - Sistema de Coordenas empregado para a Simulação do Teste de Propriedades Torcionais para ambos os modelos de parafuso .....	39
Figura 29 - Sistema de Coordenas empregado para a Simulação do Teste Torque de Inserção e Remoção para ambos os modelos de parafusos .....	39
Figura 30 - Sistema de Coordenas empregado para a Simulação do Teste de resistência ao arrancamento para ambos os modelos de parafusos .....	40
Figura 31 - Propriedades Mecânicas da Espuma de Poliuretano Rígida no ANSYS .....	40

Figura 32 - Propriedades Mecânicas do material <i>Ti-6Al-4V</i> no ANSYS .....	41
Figura 33 - Porção de um Parafuso de Potência .....	54
Figura 34 - Diagramas de força: (a) elevando a carga, (b) baixando a carga .....	54
Figura 35 - Deformação total do parafuso de 11 <i>mm</i> .....	69
Figura 36 - Deformação direcional ao longo do eixo <i>x</i> do parafuso de 11 <i>mm</i> .....	69
Figura 37 - Deformação direcional ao longo do eixo <i>z</i> do parafuso de 11 <i>mm</i> .....	70
Figura 38 - Tensão Equivalente de Von-Mises para Ensaio de Torção do parafuso de 11 <i>mm</i> .....	70
Figura 39 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torção do parafuso de 11 <i>mm</i> .....	71
Figura 40 - Deformação total do parafuso de 7 <i>mm</i> .....	71
Figura 41- Deformação direcional ao longo do eixo <i>x</i> do parafuso de 7 <i>mm</i> .....	72
Figura 42 - Deformação direcional ao longo do eixo <i>z</i> do parafuso de 7 <i>mm</i> .....	72
Figura 43 - Tensão Equivalente de Von-Mises para Ensaio de Torção do parafuso de 7 <i>mm</i> .... .....	73
Figura 44 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torção do parafuso de 7 <i>mm</i> .....	73
Figura 45 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de inserção de 11 <i>mm</i> segundo método de NIEMANN .....	74
Figura 46 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de remoção de 11 <i>mm</i> segundo método de NIEMANN .....	74
Figura 47 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de inserção de 11 <i>mm</i> segundo método de SHIGLEY .....	75
Figura 48 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de remoção de 11 <i>mm</i> segundo método de SHIGLEY .....	75

Figura 49 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de inserção de 7 <i>mm</i> segundo método de NIEMANN .....	76
Figura 50 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de remoção de 7 <i>mm</i> segundo método de NIEMANN .....	76
Figura 51 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de inserção de 7 <i>mm</i> segundo método de SHIGLEY .....	77
Figura 52 - Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de remoção de 7 <i>mm</i> segundo método de SHIGLEY .....	77
Figura 53 - Deformação Total na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 11 na condição de soltar .....	78
Figura 54 - Tensão Equivalente de Von-Mises na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 11 na condição de soltar .....	78
Figura 55 - Deformação Total na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 11 na condição de falhar .....	79
Figura 56 - Tensão Equivalente de Von-Mises na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 11 na condição de falhar .....	79
Figura 57 - Deformação Total na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 7 na condição de soltar .....	80
Figura 58 - Tensão Equivalente de Von-Mises na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 7 na condição de soltar .....	80
Figura 59 - Deformação Total na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 7 na condição de falhar .....	81
Figura 60 - Tensão Equivalente de Von-Mises na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 7 na condição de falhar .....	81
Figura 61 - Desenho do Parafuso canulado de diâmetro 7 <i>mm</i> .....	97
Figura 62 - Desenho do Parafuso canulado de diâmetro 11 <i>mm</i> .....	98

Figura 63 – Desenho do Bloco de Poliuretano para o Ensaio de Propriedades Torcionais do Parafuso de 7 mm .....	99
Figura 64 – Desenho do Bloco de Poliuretano para o Ensaio de Propriedades Torcionais do Parafuso de 11 mm .....	100
Figura 65 – Desenho da Mesa de Suporte para o Ensaio de Propriedades Torcionais .....	101
Figura 66 – Desenho da Bucha para a Simulação de Torque de Inserção e Remoção do Parafuso de 7 mm .....	102
Figura 67 – Desenho da Bucha para a Simulação de Torque de Inserção e Remoção do Parafuso de 11 mm .....	103
Figura 68 – Desenho da Mesa de Fixação para a Simulação do Torque de Inserção e remoção do parafuso de 7mm .....	104
Figura 69 – Desenho da Mesa de Fixação para a Simulação do Torque de Inserção e remoção do parafuso de 11mm .....	105
Figura 70 – Desenho do Suporte de fixação da Bucha para a Simulação de Torque de Inserção e remoção para ambos modelos de parafusos .....	106
Figura 71 – Desenho do Bloco de Poliuretano para a Simulação de torque de inserção e remoção do parafuso 7 mm .....	107
Figura 72 – Desenho do Bloco de Poliuretano para a Simulação de torque de inserção e remoção do parafuso 11 mm .....	108
Figura 73 – Desenho da Bucha para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 7 mm .	109
Figura 74 - Desenho da Bucha para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 11 mm	110
Figura 75 – Desenho do Elemento de Fixação da Carga para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 7 mm .....	111
Figura 76 – Desenho do Elemento de Fixação da Carga para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 11 mm .....	112
Figura 77 – Desenho do Bloco de Poliuretano para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 7 mm .....	113
Figura 78 – Desenho do Bloco de Poliuretano para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 7 mm .....	114

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resistência à torção para parafusos .....	19
Tabela 2 - Coeficiente geométrico do parafuso para determinação do ângulo de ruptura mínimo .....	20
Tabela 3 - Comparação dos resultados obtidos para o ângulo de ruptura relativo ao parafuso de diâmetro 11 <i>mm</i> .....	83
Tabela 4 - Comparação dos resultados obtidos para o ângulo de ruptura relativo ao parafuso de diâmetro 7 <i>mm</i> .....	83
Tabela 5 - Comparação dos Resultados obtidos para as propriedades torcionais relativas ao Parafuso de Diâmetro 11 .....	84
Tabela 6 - Comparação dos Resultados obtidos para as propriedades torcionais relativas ao Parafuso de Diâmetro 7 .....	85
Tabela 7- Comparação dos Resultados obtidos para os Torques de Inserção relativas ao Parafuso de Diâmetro 11 .....	88
Tabela 8 - Comparação dos Resultados obtidos para os Torques de Remoção relativas ao Parafuso de Diâmetro 11 .....	89
Tabela 9 - Comparação dos Resultados obtidos para os Torques de Inserção relativas ao Parafuso de Diâmetro 7 .....	90
Tabela 10 - Comparação dos Resultados obtidos para os Torques de Remoção relativas ao Parafuso de Diâmetro 7 .....	91
Tabela 11 - Comparação dos resultados obtidos para arrancamento axial do parafuso de Diâmetro 11 .....	92
Tabela 12 - Comparação dos resultados obtidos para arrancamento axial do parafuso de Diâmetro 7 .....	93

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Contextualização.....	1
1.2 Objetivos do Trabalho.....	2
1.3 Estrutura do Trabalho.....	4
2. REVISÃO DA LITERATURA .....	5
2.1 Resistência dos Materiais .....	5
2.2 Mecânica das Conexões Parafusadas .....	9
2.2.1 Pré-carga .....	9
2.2.2 Fatores Determinantes da Pré-carga .....	10
2.2.3 Afrouxamento das conexões parafusadas .....	11
2.3 Parafusos.....	12
2.4 Norma ABNT NBR 15675-1 2017 .....	14
2.4.1 Escopo .....	14
2.4.2 Termos e Definições .....	15
2.4.3 Avaliação do Desempenho .....	18
2.4.3.1 Requisitos Gerais.....	18
2.4.3.2 Requisitos Mecânicos .....	19
2.5 Classificação dos Parafusos .....	20
3 METODOLOGIA DE CÁLCULO E PROCEDIMENTOS .....	26
3.1 Método de teste para determinar propriedades torcionais de parafusos metálicos de fixação em ossos .....	27

3.1.1 Escopo de realização .....	27
3.1.2 Equipamentos utilizados .....	27
3.1.3 Procedimento do teste .....	28
3.2 Método de teste para torque atuante em parafusos de fixação metálicos em ossos ...	30
3.2.1 Escopo de realização .....	30
3.2.2 Equipamentos utilizados .....	30
3.2.3 Procedimento do teste .....	31
3.3 Método de teste para determinar a resistência ao arrancamento axial de parafusos de fixação ósseos .....	32
3.3.1 Escopo de realização .....	32
3.3.2 Equipamentos utilizados .....	32
3.3.3 Procedimento do teste .....	33
3.4 Procedimento adotado para realização dos cálculos analíticos .....	34
3.5 Procedimento adotado para realização das simulações computacionais .....	34
3.6 Modelos geométricos dos parafusos e montagens do ensaio .....	35
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	42
4.1 Abordagem analítica .....	42
4.1.1 Cálculo analítico para o método de teste para determinar propriedades torcionais de parafusos metálicos de fixação em ossos .....	42
4.1.1.1 Parafuso canulado de diâmetro de 11 <i>mm</i> .....	42
4.1.1.2 Parafuso canulado de diâmetro de 7 <i>mm</i> .....	47
4.1.2 Cálculo analítico para o método de teste para determinar torque de inserção e remoção de parafusos metálicos de fixação em ossos .....	51
4.1.2.1 Método de NIEMANN para o parafuso canulado de diâmetro 11 <i>mm</i> .....	51



4.1.2.2 Método de SHIGLEY para o parafuso canulado de diâmetro 11 <i>mm</i> .....	54
4.1.2.3 Método de NIEMANN para o parafuso canulado de diâmetro 7 <i>mm</i> .....	58
4.1.2.4 Método de SHIGLEY para o parafuso canulado de diâmetro 7 <i>mm</i> .....	60
4.1.3.1 Cálculo analítico da força de arrancamento para o parafuso canulado de diâmetro 11 <i>mm</i> nos casos de ruptura e perda de contato .....	62
4.1.3.2 Cálculo analítico da força de arrancamento para o parafuso canulado de diâmetro 7 <i>mm</i> nos casos de ruptura e perda de contato .....	65
4.2 Abordagem Computacional .....	68
4.2.1 Simulação Computacional para o método de teste para determinar propriedades torcionais de parafusos metálicos de fixação em ossos .....	68
4.2.1.1 Simulação Computacional do torque máximo do parafuso canulado de diâmetro 11 <i>mm</i> .....	68
4.2.1.2 Simulação Computacional do torque máximo do parafuso canulado de diâmetro 7 <i>mm</i> .....	71
4.2.2 Simulação Computacional para o método de teste para determinar Torque de Inserção e Remoção de parafusos metálicos de fixação em ossos .....	74
4.2.2.1 Simulação Computacional do Torque inserção e remoção do parafuso canulado de diâmetro 11 <i>mm</i> .....	74
4.2.2.2 Simulação Computacional do Torque inserção e remoção do parafuso canulado de diâmetro 7 <i>mm</i> .....	76
4.2.3 Simulação Computacional para o método de teste para resistência ao arrancamento axial de parafusos metálicos de fixação em ossos .....	78
4.2.3.1 Simulação Computacional do Arrancamento Axial do parafuso canulado de diâmetro 11 <i>mm</i> .....	78
4.2.3.2 Simulação Computacional do Arrancamento Axial do parafuso canulado de diâmetro 7 <i>mm</i> .....	80

4.3 Comparação dos Resultados .....	82
5 CONCLUSÕES .....	94
REFERÊNCIAS .....	95
APÊNDICE A .....	97

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

Hoje a medicina dispõe de uma vasta gama de materiais para implantes e restaurações de traumas ocasionados por acidentes. Pacientes, ao sofrerem traumas que necessitam de algum tipo de correção, sofrem intervenções cirúrgicas, seja para o cirurgião identificar a dimensão do trauma, ou, para corrigi-lo.

Caso a correção do trauma não seja possível de ser efetuada no momento de sua identificação, os pacientes deverão de ser submetidos a uma nova intervenção cirúrgica em um outro momento, geralmente quando a confecção de possíveis próteses seja finalizada.

Este procedimento, hoje considerado normal pelos cirurgiões, expõe o paciente ao risco de infecções além de praticamente duplicar os custos com despesas médicas hospitalares.

Utilizando técnicas de engenharia, como o método de análise por elementos finitos, é possível simular a resistência de próteses de acordo com forças aplicadas ao modelo. Isso é bastante útil para garantir que a prótese projetada suporte as tensões às quais estará sujeita.

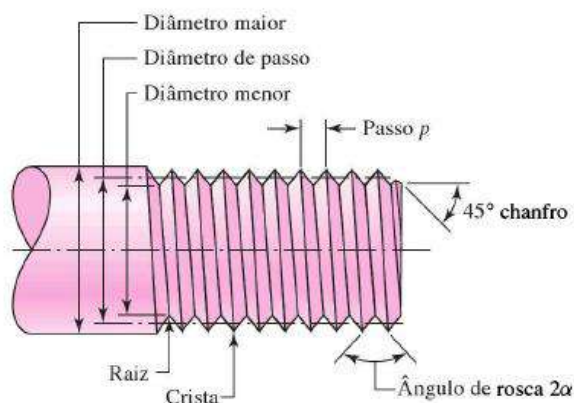
Com estes modelos é possível planejar e simular, com antecedência, procedimentos cirúrgicos, o que representa redução no tempo e custos de cirurgia e, conseqüentemente, na exposição do paciente a riscos e infecções, permitindo que pacientes sejam reintegrados a sociedade, além de melhorar sua qualidade de vida.

Os parafusos de fixação são elementos mecânicos muito importantes para manter a integridade estrutural dos componentes nas quais são aplicados. Dentre os diversos tipos de parafusos conhecidos, como parafusos de potência, parafusos de porca e parafusos de retenção, a função fixadora exercida por este elemento permite expandir sua área de aplicação para o campo biomédico.

O projeto de um parafuso de fixação é uma tarefa muito relevante dentro da seleção dos elementos de fixação, pois é tarefa do engenheiro compreender o processo de fabricação do parafuso para então selecionar os materiais adequadamente e proceder aos ensaios e testes computacionais.

Um importante elemento para estudo do parafuso é a rosca, que pode ser métrica ou medida em polegadas. A seguir ilustra-se algumas terminologias aplicadas neste estudo:

Figura 1: Terminologia de roscas de parafusos. Roscas com pontas em “v” mostradas para maior clareza; as cristas e as raízes são realmente aplanadas ou arredondadas durante a operação de conformação



Fonte: Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica. BUDYNAS, R.G; NISBETT, J.K, 2011

De acordo com BUDYNAS, em geral, as roscas são feitas de acordo com a regra da mão direita, exceto quando indicado o contrário. A norma da rosca unificada foi aprovada nos Estados Unidos e na Grã-Bretanha, para uso em produtos rosqueados padronizados. O ângulo de rosca é  $60^\circ$  e as cristas das roscas podem ser planas ou arredondadas.

## 1.2 Objetivos do Trabalho

Os objetivos deste trabalho são: examinar dois exemplares de parafusos, compostos de liga de titânio alumínio vanádio (Ti-6Al-4V), sobre o crivo do dimensionamento analítico conforme os procedimentos recomendados pela literatura especializada.

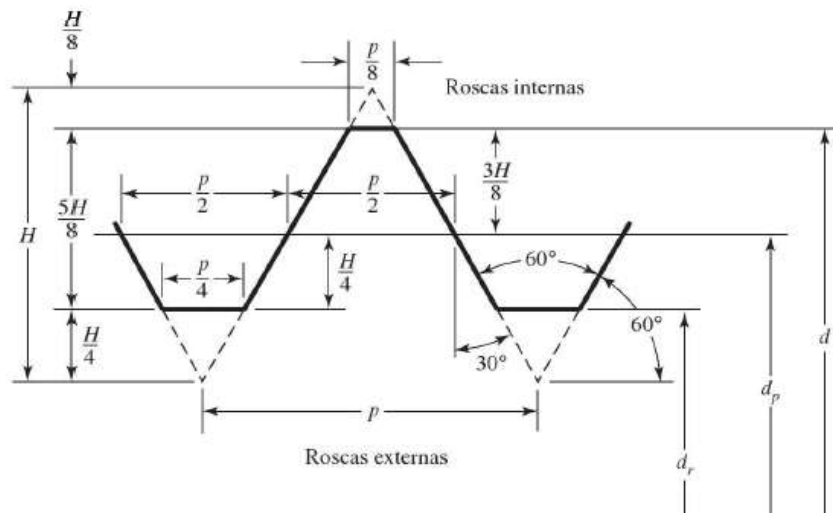
Os principais parâmetros de estudo são embasados nos ensaios propostos pela norma norte-americana ASTM F543, da *American Society for Testing and Materials*. Neste caso, são de interesse os ensaios representados nos anexos A1, A2 e A3, para analisar a resistência do parafuso a cargas torcionais e axiais quando aplicadas em condições similares às solicitações em uso.

A Figura 2 apresenta a geometria das roscas de perfis métricos M e MJ. O perfil M substitui a classe polegada e é o perfil básico da ISO 68 com roscas simétricas de 60°.

Figura 2: Perfil básico para roscas métricas M e MJ.

$d$  = diâmetro maior,  $d_r$  = diâmetro menor,  $d_p$  = diâmetro do passo

$p$  = passo,  $H = \frac{\sqrt{3}}{2} p$



Fonte: Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica. BUDYNAS, R.G; NISBETT, J.K

Para este trabalho, os parafusos de fixação foram fornecidos pela empresa Nexxmed de São Carlos, e aferidos com instrumentos de medição especializados no laboratório de Metrologia da USP de São Carlos, do Departamento de Engenharia Mecânica. Dessa forma, as principais dimensões do parafuso foram obtidas, tais como: passo, diâmetro nominal, comprimento da rosca e perfil da rosca. O projetor de perfis disponível no laboratório foi um equipamento de suma importância para medir com precisão esses parâmetros geométricos, com precisão da ordem de décimos de milímetros.

Além da metrologia, faz parte do escopo do projeto a modelagem tridimensional das peças mecânicas por meio de ferramentas computacionais. Neste contexto, foi empregado o software SolidWorks, da *Dassault Systems*, para o modelo geométrico dos parafusos e dos componentes exigidos pela norma ASTM F543 para a simulação computacional. Com isso, os

elementos projetados foram montados em situação similar ao ensaio de laboratório para garantir resultados passíveis de serem comparados.

### 1.3 Estrutura do Trabalho

No Capítulo 2 deste trabalho, é apresentada uma breve revisão de literatura contendo os principais parâmetros considerados quando do projeto de um parafuso de fixação e sua aplicação na área biomédica em cirurgias e colocação de implantes. Além disso, é apresentada a norma ABNT NBR 15675 que define os principais parâmetros presentes para estudo dos parafusos ortopédicos.

No Capítulo 3 são apresentados os principais parâmetros a serem analisados em cada ensaio e os procedimentos de teste de acordo com a norma ASTM F543, objeto deste estudo. Em continuidade a este conteúdo, será discutido o cálculo analítico e dimensionamento dos esforços solicitantes para cada regime de operação ensaiado em conformidade com 2 abordagens da literatura de elementos de máquinas. Os resultados analíticos serão utilizados posteriormente para serem confrontados com os valores obtidos na simulação computacional.

No Capítulo 4 serão exibidos os resultados de cada simulação, por meio de gráficos e tabelas apropriadas, reunindo as principais características de interesse. Os materiais empregados para a elaboração dos blocos de teste e das buchas de furação são as espumas rígidas de poliuretano, em conformidade com a especificação F1839 da ASTM, *Specification for Rigid Polyurethane Foam for use as a Standard Material for Testing Orthopaedic Devices and Instruments*.

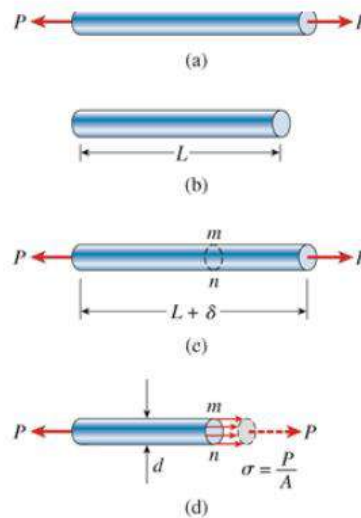
No Capítulo 5 são retomados os principais aspectos dos resultados para fins comparativos entre os resultados obtidos na abordagem analítica e aqueles obtidos na simulação computacional. Em seguida, são indicadas as referências utilizadas para elaboração deste trabalho.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 Resistência dos Materiais

Tensão e deformação são os conceitos fundamentais na mecânica dos materiais. A melhor maneira de ilustrar esses conceitos será com o uso de uma barra prismática sujeita a forças axiais de tração. Uma barra prismática é um componente estrutural (barra) reto, com uma seção transversal constante ao longo de seu comprimento, e uma força axial é uma carga direcionada ao longo do eixo longitudinal do componente estrutural, resultando em tração ou compressão na barra. A Figura 3 representa uma barra prismática sob ação de uma força de tração, de acordo com Gere (2012, *apud* DEL MONTE, 2016, p.29)

Figura 3: Barra prismática em tração: (a) diagrama de corpo livre de um segmento da barra, (b) segmento da barra antes do carregamento, (c) segmento da barra após o carregamento e (d) tensões normais na barra



Fonte: DEL MONTE, 2016

Segundo Gere (2012, *apud* DEL MONTE, 2016, p.30), na seção *mn* perpendicular ao eixo longitudinal da barra, denominada de seção transversal, ocorrem as ações internas provocadas pelo carregamento P. Estas ações internas serão denominadas de tensões distribuídas na seção transversal da barra.

Estas tensões distribuídas serão calculadas pela relação do carregamento (força) ( $P$ ) sobre área transversal ( $A$ ) e utilizaremos a letra grega sigma ( $\sigma$ ) para representá-las. Como a força ( $P$ ) está perpendicular a área ( $A$ ), esta tensão ( $\sigma$ ) será denominada de tensão normal ao carregamento, conforme definido por Hibbeler (2006):

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1)$$

Conforme apresentado por Beer (2011), uma barra terá seu comprimento alterado quando carregado axialmente, seja tração ou compressão, tornando-se mais comprida (alongada) quando este carregamento for de tração e mais curta quando submetida ao carregamento de compressão.

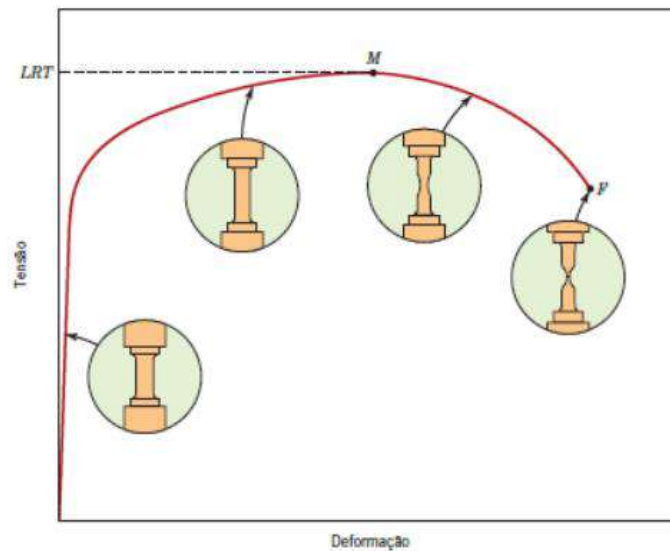
O alongamento delta ( $\delta$ ) dessa barra será o quanto a barra “esticou” em relação ao comprimento inicial ( $L_o$ ) quando submetida ao carregamento de tração. A deformação axial, denotada pela letra grega épsilon ( $\varepsilon$ ) será definida pela relação alongamento sobre comprimento inicial, conforme definido por Beer (2011).

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_o} \quad (2)$$

O ensaio de tração nos permite traçar o diagrama tensão deformação conforme representa a Figura 4. À medida que uma força de tração é aplicada ao corpo de prova, as tensões internas aumentam. De acordo com Callister Jr (2012), para materiais dúcteis, a partir da tensão de escoamento, há a estricção do material e um aumento significativo da deformação, região onde a seção transversal fica cada vez menor até a ruptura final do corpo de prova.

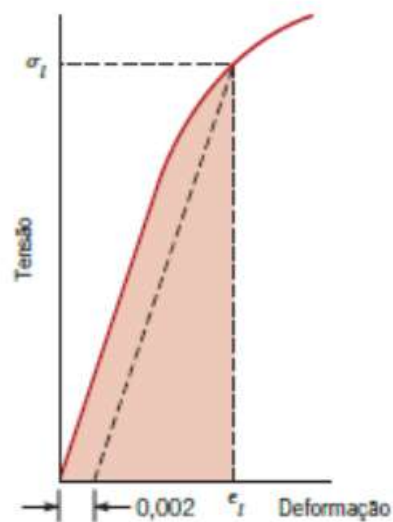


Figura 4: Comportamento típico da curva tensão-deformação de engenharia até a fratura, ponto F. O limite de resistência à tração LRT está indicado pelo ponto M. Os detalhes dentro dos círculos representam a geometria do corpo de provas deformado em vários pontos ao longo da curva.



Fonte: Ciência e Engenharia dos Materiais: Uma Introdução [Callister, 2012]

Figura 5: Representação esquemática de como o módulo de elasticidade é determinado a partir do diagrama tensão deformação



Fonte: Ciência e Engenharia dos Materiais: Uma Introdução [Callister, 2012]

O diagrama, descrito pela Figura 5, representa, praticamente, uma linha reta que une os pontos determinados pelas coordenadas cartesianas  $(0,0)$  e  $(\varepsilon_t, \sigma_t)$ , o que nos indica que a relação entre tensão e deformação nesta região do diagrama é proporcional ou linear. Segundo Gere (2012, *apud* DEL MONTE, 2016, p.32), nesta região o comportamento do material é elástico, uma vez que a deformação será nula com a remoção do carregamento  $P$ .

Robert Hooke (1635 – 1703) observou que os alongamentos “sempre seguem as mesmas proporções uns em relação aos outros que os pesos que os causaram seguem”. Conforme estabelecido por Gere (2012, *apud* DEL MONTE, 2016, p.32), Hooke estabeleceu uma relação linear entre as cargas aplicadas e os alongamentos resultantes.

A deformação elástica de um material é descrita por uma relação linear entre tensão  $\sigma$  e deformação  $\varepsilon$ , em que a constante de proporcionalidade é dada pelo módulo de elasticidade ou módulo de Young ( $E$ ), conforme proposto por Beer (2011).

A Lei de Hooke definida por:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (3)$$

Em que:

$\sigma$  – Tensão atuante na Barra ( $Pa$ )

$\varepsilon$  – Deformação atuante na barra (adimensional)

$E$  – Módulo de Elasticidade (Young) do material ( $Pa$ )

Consoante definido por Gere (2012, *apud* DEL MONTE, 2016, p.32), o módulo de elasticidade nos fornece uma indicação da rigidez do material e depende fundamentalmente das forças de ligação interatômicas. Sendo assim, o módulo de elasticidade representa uma medida das forças de ligação existentes entre os átomos, íons ou moléculas de um material sólido qualquer. Conforme apresentado, a Lei de Hooke nos permite calcular o módulo de elasticidade de um material somente na região de deformação elástica.

As relações entre tensão e deformação, quando um material é submetido a cargas de compressão, são similares àsquelas obtidas no ensaio de tração. O material comporta-se

elasticamente até a tensão de escoamento, sendo aplicável a lei de Hooke neste caso, de acordo como definido em Beer (2011).

De acordo com Hibbeler (2006), quando o carregamento age no sentido tangencial à superfície do material, estaremos diante da tensão de cisalhamento. Neste caso a área da seção tangencial será denotada por ( $A$ ), o carregamento pela força ( $V$ ) e a tensão cisalhante pela letra grega tau ( $\tau$ ).

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (4)$$

Dentro da região de proporcionalidade, teremos a Lei de Hooke em cisalhamento onde definiremos o módulo de elasticidade para cisalhamento ( $G$ ) do material, conforme Beer (2011)

$$\tau = G * \gamma \quad (5)$$

Em que:

$\tau$  – Tensão de Cisalhamento

$G$  – Módulo de Elasticidade para cisalhamento

$\gamma$  – Deformação Cisalhante

## 2.2 Mecânica das Conexões Parafusadas

### 2.2.1 Pré-Carga

O objetivo de apertar qualquer junta aparafusada é evidente: se o parafuso não for apertado, ele não exercerá a função de unir as partes componentes, conforme apresentado por Burguete et al. (1994, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.36). O parafuso de *abutment* deve ser torqueado durante a restauração do implante, gerando uma força de união entre o *abutment* e o implante. Essa força é conhecida como pré-carga, e é essencialmente uma carga axial ao longo do parafuso, dentro do limite de deformação elástica do mesmo, conforme definido por Boggan et al. (1999, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.37). A pré-carga é determinada pelo torque de aperto e por outros fatores, como a liga do parafuso, o formato da cabeça do parafuso, a superfície do *abutment*, o módulo de elasticidade dos materiais usados na conexão parafusada e os materiais

sendo unidos, o coeficiente de fricção entre as superfícies em contatos deslizantes, a adaptação dos componentes, lubrificação, o torque aplicado e a sua velocidade, e a temperatura do sistema, segundo apresentado por Winkler et al, Cantwell e Hobkirk (2003, 2004, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.37). Um parafuso pode ser comparado a uma mola, esticada pela pré-carga, com as forças de fricção mantendo o estiramento das roscas. Em geral, quanto maior for a pré-carga, mais firme e segura será a conexão parafusada.

Cargas adicionais podem ter efeito cumulativo à pré-carga, forçando o material ao nível de deformação plástica, podendo ultrapassar o limite de proporcionalidade. Quando o limite de proporcionalidade é ultrapassado, deformações plásticas ocorrem e o parafuso começa a deformar devido à cargas axiais e oblíquas, essa deformação do material causa o afrouxamento do parafuso e a possível falha de sua função, de acordo como definido por Boggan et al. e Schwarz (1999, 2000, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.37).

Siamos et al. (2002, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.38) apresenta que a força da conexão é afetada pela força de travamento dos parafusos. A força de travamento é normalmente proporcional ao torque de aperto. Torques baixos permitem separação da conexão e resultam em fadiga do parafuso ou afrouxamento. Torques excessivos podem causar a falha do parafuso ou deformação das suas roscas.

### 2.2.2 Fatores Determinantes da Pré-carga

De acordo com Tan e Nicholls (2002, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.38), o torque aplicado a uma conexão parafusada durante a operação de apertamento não se traduz necessariamente na pré-carga real desenvolvida no corpo do parafuso e na força de união compressiva igual e oposta que une os componentes protéticos. Alguma energia é gasta para a vencer a fricção entre a cabeça do parafuso e a área de assentamento, assim como entre as roscas do parafuso e as roscas internas do implante. Cerca de 50% da energia transmitida pelo torque de instalação é gasta para superar a fricção entre a cabeça do parafuso e a superfície de assentamento do *abutment*. Cerca de 40% do torque aplicado é usado para superar a fricção das roscas, e somente 10% produz a tensão no parafuso. Como resultado, a pré-carga efetiva da junta é menor que o torque aplicado, segundo definido por Elias et al (2006, COPPEDÊ, 2011, p.39)

Burguete et al (1994, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.39) alertam que outro fator a ser levado em consideração ao se escolher o torque ideal para um parafuso é o comportamento à fadiga desse parafuso. Valores de torque abaixo ou acima do torque ideal reduzem consideravelmente

a resistência à fadiga do parafuso. Diferenças entre parafusos com o mesmo desenho e geometria podem ser atribuídas a diferentes propriedades dos materiais e processos de fabricação. Dessa forma, Tzenakis et al. (2002, COPPEDÊ, 2011, p.39) ressalva que mesmo parafusos fabricados pelo mesmo fabricante exibem diferentes resistências à fratura.

Ainda neste contexto, Tzenakis et al. (2002, COPPEDÊ, 2011, p.39), afirmam que a quantidade de pré-carga presente nas roscas de um parafuso depende do torque aplicado, da presença e do tipo de lubrificante, das propriedades físicas dos materiais em contato, e do efeito de acomodação do parafuso após o torque inicial. Imperfeições superficiais levam ao aumento da fricção e diminuição da pré-carga. O torque de desaperto de um parafuso reduz as imperfeições superficiais, e o uso de lubrificantes diminui o atrito; ambos resultando em aumento de pré-carga.

### 2.2.3 Afrouxamento das conexões parafusadas

Conexões parafusadas implante/*abutment* tendem a afrouxar em condições clínicas. Durante a moldagem e a confecção da prótese, apertos e afrouxamentos sucessivos dos parafusos de *abutment* podem causar desgaste do componente e diminuir a resistência friccional das partes em contato, podendo levar à alteração da resistência ao afrouxamento, e potencial perda de pré-carga, conforme observado por Weiss et al (2000, COPPEDÊ, 2011, p.43). A unidade parafusada de uma prótese sobre implante está sempre sujeita a forças externas de separação de conexão. Estas forças podem incluir contatos oclusais excêntricos, contatos laterais excursivos, contatos interproximais entre implantes e dentes naturais, forças parafuncionais e estruturas não-passivas. Uma vez que estas forças de separação excedam a pré-carga do parafuso, a conexão se torna instável. As cargas externas rapidamente danificam a pré-carga, resultando em micromovimento e vibração, que levam ao afrouxamento do parafuso, segundo relatado por Winkler et al. (2003, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.43)

Segundo observado por Burguete et al. e Tzenakis et al. (1994, 2002, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.44), o processo de afrouxamento ocorre em 2 estágios. Forças externas aplicadas sobre a conexão parafusada que sejam suficientes para causar mesmo uma pequena quantidade de deslizamento entre as roscas libera parte do estiramento do parafuso, e parte da pré-carga é perdida. No segundo estágio do afrouxamento, a pré-carga se encontra abaixo de um valor crítico; forças externas e vibrações podem causar rotação dos filetes do parafuso. Neste ponto a conexão parafusada deixa de exercer sua função e falha.

Um mecanismo significativo que resulta em afrouxamento do parafuso em restaurações implanto suportadas é o efeito de acomodação. Este efeito desempenha papel crítico na estabilidade do parafuso, e resulta do fato de que nenhuma superfície é completamente lisa. Devido à existência de microrrugosidades, duas superfícies nunca estão completamente em contato. Neste momento, o efeito de acomodação toma lugar quando os pontos rugosos achatam sob carga, pontos que estão em contato no ato de aplicação do torque inicial.

Importante fenômeno é relatado por Siamos et al. e Winkler et al. (2002, 2003, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.44), quando a interface parafusada é submetida a cargas externas, micromovimentos ocorrem entre as duas superfícies. O desgaste das áreas de contato aproxima as duas superfícies. De 2% a 10% da pré-carga inicial é perdida como resultado dessa acomodação. Em consequência, o torque necessário para remover um parafuso é menor do que o torque inicialmente utilizado para instalá-lo.

Ainda de acordo com Winkler et al (2003, *apud* COPPEDÊ, 2011, p.44), a magnitude do efeito de acomodação depende da rugosidade inicial das superfícies, da dureza das superfícies, e da magnitude das forças de carregamento. Quando o efeito de acomodação total é maior do que o alongamento elástico do parafuso, este se torna frouxo, pois deixam de existir forças de contato para segurá-lo em posição.

### 2.3 Parafusos

Tucker e Ochs (1991, *apud* SILVA, 1998, p.33), descrevem os principais componentes de um parafuso e que podem ser citados como:

- Cabeça: é a extremidade mais larga do parafuso e possui configurações para acomodar vários tipos de chaves, tais como, fenda, Phillips, quadrada e hexagonal;
- Escareador ou Ombro: representa a parte inclinada e inferior da cabeça do parafuso que se acomoda na porção inclinada da placa que irá recebê-lo. Pode ser reto ou arredondado;
- Corpo: é a porção que contém a rosca do parafuso;
- Diâmetro interno ou núcleo do parafuso: corresponde ao menor diâmetro do corpo do parafuso. Geralmente é do mesmo diâmetro ou ligeiramente menor que a perfuração piloto realizada no osso no momento da inserção do parafuso;

- Diâmetro externo: é o diâmetro máximo externo da projeção da rosca. Representa o diâmetro real do parafuso;
- Passo: é a distância entre dois filetes consecutivos das roscas do parafuso. Também representa o quanto o parafuso é inserido no osso a cada volta completa;
- Profundidade da rosca: é representada pela diferença entre o diâmetro externo e o interno, influenciando diretamente à resistência à tração;
- Ponta: é representada pela porção terminal do parafuso.

A configuração da rosca do parafuso pode variar de acordo com o passo, profundidade e desenho. A porção superior da rosca (porção próxima à cabeça do parafuso) é quase perpendicular ao núcleo do parafuso. Após sua inserção no orifício ocorre uma compressão primária entre o eixo horizontal do contraforte (soberba) e a porção inferior da cabeça do parafuso. Estes parafusos são considerados como não auto rosqueáveis.

Dentro deste contexto, Tucker e Ochs (1991, *apud* SILVA, 1998, p.35) estabeleceu que uma perfuração guia é confeccionada no osso, com o diâmetro idêntico ao diâmetro do parafuso, e realiza-se o macheamento de configuração idêntica ao parafuso que será inserido. Além disso, estes parafusos, teoricamente, possibilitam um maior contato ósseo, assegurando um perfeito ajuste entre o orifício realizado e o parafuso, com a possibilidade de inserção, remoção ou reinserção do parafuso, quantas vezes for necessário, sem o risco de comprometimento das roscas no osso e de sua resistência.

Muller et al (1970, *apud* SILVA, 1998, p.36) observou que os parafusos auto rosqueáveis permitiam o contato ósseo somente das extremidades das roscas, reduzindo assim a sua relação ao tecido ósseo. Outras desvantagens incluíam a necessidade de aumento da força necessária para a inserção do parafuso, microfraturas no tecido ósseo, acúmulo de espículas ósseas durante a inserção do parafuso e o crescimento de osso no interior da ponta do parafuso, dificultando a remoção do mesmo, caso seja necessário, conforme relatado por Ansell e Scales (1968, *apud* SILVA, 1998, p.36).

Em alguns casos, os parafusos são utilizados não com o intuito de gerar compressão no local da fratura, mas simplesmente para a manutenção dos fragmentos ósseos em posição. Quando eles são compressivos, ou quando utilizados para a fixação de placas, a efetividade vai

estar diretamente relacionada à habilidade de gerar compressão, de acordo com observado por Tucker e Ochs (1991, *apud* SILVA, 1998, p.36).

O osso é capaz de reabsorver e remodelar frente a diferentes níveis de compressão, mas um parafuso sem mobilidade inserido de maneira compressiva contra o tecido ósseo, não resulta em necrose óssea significativa ou reabsorção próxima às roscas do parafuso. A colocação do parafuso no osso resulta em significativa força de torção. Para minimizar a força de inserção resultante da colocação do parafuso, a tensão e a compressão são aumentadas, segundo observado por Tucker e Ochs (1991, *apud* SILVA, 1998, p. 37).

Por outro lado, Tucker e Ochs (1991, *apud* SILVA, 1998, p.38) relataram que durante a inserção, as falhas que podem ocorrer são devido ao incorreto diâmetro da perfuração, provocando micro ou macro fraturas ósseas. Ao contrário, se o diâmetro estiver aumentado, haverá um menor engajamento das roscas no tecido ósseo com consequente diminuição da resistência. Caso o parafuso seja alvo do processo de macheamento, este deverá ser realizado em toda a profundidade do orifício pois, caso contrário, ocorrerá fraturas das roscas criadas no osso. Se a força de inserção exceder a resistência do parafuso, haverá fratura deste, geralmente na junção da cabeça com o eixo. Clinicamente este tipo de fratura é mais comum quando parafusos longos são inseridos em osso cortical espesso.

Portanto, o parafuso para ser considerado ideal, deve apresentar passos de roscas o mais constante possível, garantindo assim uma maior profundidade de rosca e, consequentemente, maior resistência à remoção por tração. Deve ser facilmente colocado e bem tolerado e possuir uma longa faixa de distância entre a força necessária para inseri-lo e a força necessária para espaná-lo. É imprescindível que o desenho da cabeça do parafuso ofereça uma adequada adaptação da chave, garantindo assim uma força de inserção suficiente para a retenção do parafuso no osso.

## 2.4 Norma ABNT NBR 15675-1 2017

### Implantes para ortopedia — Parafusos ósseos metálicos Parte 1: Requisitos

#### 2.4.1 Escopo

Neste trecho da norma ABNT NBR 15675 são estabelecidos os requisitos para material, marcação e acabamento, cuidado e manuseio, dimensões e tolerâncias aceitáveis, bem como



identifica os métodos de ensaio para avaliar as propriedades mecânicas de torção, e estabelece os requisitos de desempenho para a resistência à torção e para o ângulo de ruptura de parafusos ósseos metálicos usados como implantes. A seguir são apresentados os termos e definições desta Norma, no âmbito dos parafusos orientados a aplicações ortopédicas.

#### 2.4.2 Termos e Definições

1. Amostra de ensaio

Conjunto de espécimes de um mesmo lote de fabricação

2. Ângulo de ruptura

Maior ângulo durante o período de rotação, antes da ruptura do parafuso por cisalhamento em torção, estabelecido por um rápido decréscimo do torque indicado.

3. Cabeça do parafuso

Parte final e oposta à ponta do parafuso, na qual os meios para inserção ou remoção do parafuso são acoplados

4. Comprimento de Rosca

Comprimento da porção rosqueada do parafuso, medida a partir do final da rosca até a ponta do parafuso

5. Comprimento de Ensaio

Comprimento entre o dispositivo de fixação, por exemplo, uma pinça de pressão, e a porção inferior da cabeça do parafuso

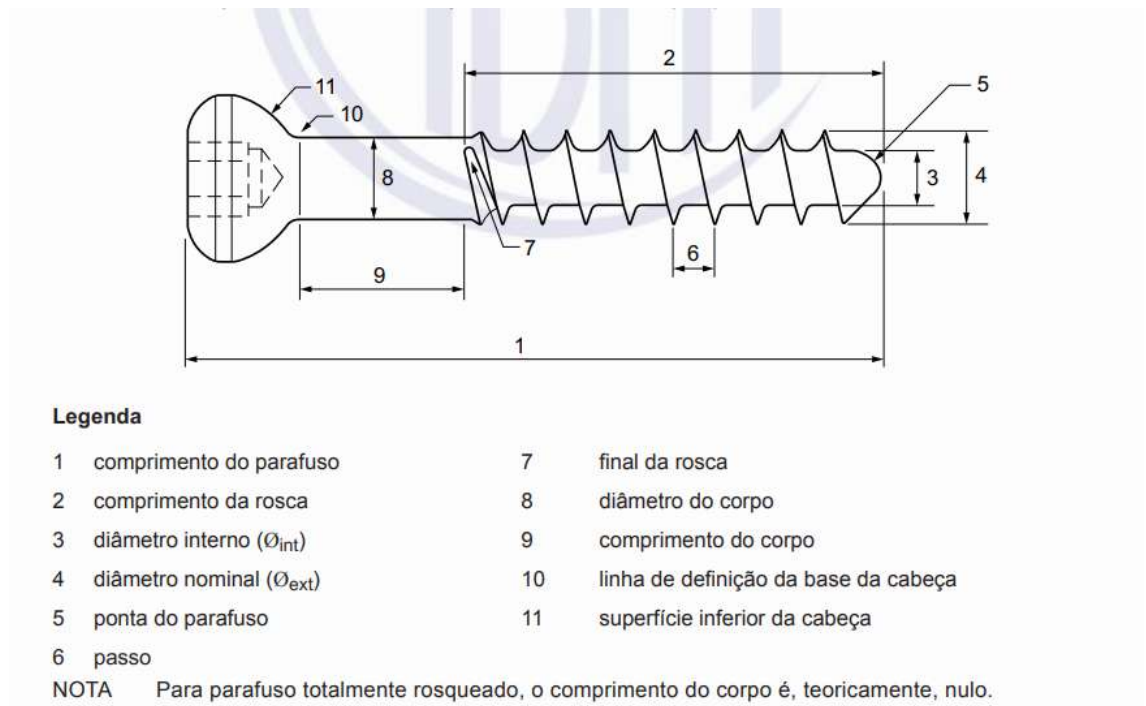
6. Comprimento do Corpo

Comprimento da porção não rosqueada de parafusos parcialmente rosqueados, medido a partir do final da rosca até a linha de base da cabeça do parafuso

7. Comprimento do Parafuso

Comprimento total medido a partir da cabeça até a ponta do parafuso

Figura 6: Representação esquemática dos termos de parafusos ósseos



Fonte: ABNT NBR 15675-1: 2017

#### 8. Corpo sólido

Parafuso que não contém uma cânula ao longo de seu eixo longitudinal.

#### 9. Diâmetro nominal

Maior diâmetro da porção rosqueada do parafuso, medido a partir das cristas dos fletos

#### 10. Diâmetro do corpo

Diâmetro da porção não rosqueada de parafusos parcialmente rosqueados.

#### 11. Diâmetro Interno

Menor diâmetro da porção rosqueada do parafuso, medido na raiz do filete.

#### 12. Final da Rosca

Interseção da rosca do parafuso com o corpo liso ou com a cabeça do parafuso.

13. Furo-guia

Orifício perfurado no osso, no qual a ponta do parafuso é inserida.

14. Limite de escoamento

Ponto no qual o parafuso alcança o limite de proporcionalidade entre tensão e deformação mecânica.

15. Lote de fabricação

Quantidade específica de parafusos, com as mesmas características dimensionais, fabricados a partir do mesmo lote de matéria-prima, sob as mesmas condições e, essencialmente, no mesmo tempo.

16. Parafuso Cônico

Parafuso que possui diâmetro interno ou diâmetro externo variável ao longo do comprimento da rosca.

17. Parafuso ósseo cilíndrico

Parafuso que possui diâmetro interno e diâmetro externo constantes ao longo do comprimento da rosca.

18. Parafuso parcialmente rosqueado

Parafuso no qual a rosca não se estende totalmente da ponta até a linha de base da cabeça do parafuso, apresentando um corpo liso entre a linha de base da cabeça e a rosca

19. Passo

Distância entre as cristas dos filetes.

20. Resistência ao arrancamento axial

Força requerida para a falha ou remoção de parafuso ósseo a partir de um material no qual o parafuso tenha sido inserido

#### 21. Rosca Trapezoidal

Rosca de perfil assimétrico, em relação ao eixo longitudinal, caracterizada por um flanco de pressão, que é aproximadamente perpendicular ao eixo do parafuso

#### 22. Rosca do parafuso

Sulco helicoidal em uma superfície cônica ou cilíndrica, consistindo em picos (cristas) e vales (raízes).

#### 23. Torque de Inserção

Torque necessário para superar as forças de atrito entre o parafuso e o material usado para ensaio durante a inserção do parafuso no material (por exemplo, rotação em sentido horário para roscas à direita).

#### 24. Torque de Remoção

Torque necessário para superar as forças de atrito entre o parafuso e o material usado para ensaio durante a remoção do parafuso do material.

#### 25. Limite de Resistência ao Torque

Maior torque registrado durante o período de rotação e antes da ruptura do parafuso por cisalhamento em torção.

### 2.4.3 Avaliação do Desempenho

#### 2.4.3.1 Requisitos Gerais

O lote de fabricação amostrado pode ser considerado se todos os espécimes ensaiados não falharem nos requisitos estabelecidos. Se qualquer parafuso da amostra de ensaio não atender a algum dos requisitos, uma outra amostra, compreendendo no mínimo duas vezes o número de parafusos da amostra de ensaio original, pode ser tomada do lote amostrado e submetida a ensaio. O lote de fabricação pode ser considerado se todos os espécimes da segunda amostra atenderem aos requisitos para limite de resistência à torção e para ângulo de ruptura

### 2.4.3.2 Requisitos Mecânicos

O parafuso ósseo metálico de corpo sólido, quando ensaiado de acordo com a ABNT NBR 15675-2 e com cinco fletos de rosca expostos no comprimento de ensaio, deve apresentar um limite de resistência à torção conforme estabelecido na Tabela 1 e um ângulo de ruptura mínimo ( $A$ ) determinado conforme a equação a seguir:

$$A = \frac{\alpha * L_e}{\phi_{int}} \quad (6)$$

Em que:

$A$  – ângulo de ruptura mínimo, expresso em graus.

$\alpha$  – coeficiente geométrico do parafuso, expresso em graus.

$L_e$  – é o comprimento exposto da rosca no ensaio, expresso em milímetros

$\phi_{int}$  – diâmetro interno do parafuso, expresso em milímetros

Tabela 1: Resistência à torção para parafusos

<b>Diâmetro interno</b> $d_5, \phi_{int}$ mm	<b>Limite de resistência à torção</b> (mín.) N.m
$1,00 \leq d_5 < 1,20$	0,2
$1,20 \leq d_5 < 1,45$	0,35
$1,45 \leq d_5 < 1,75$	0,7
$1,75 \leq d_5 < 2,00$	1,0
$2,00 \leq d_5 < 2,25$	1,6
$2,25 \leq d_5 < 2,75$	2,3
$2,75 \leq d_5 < 2,85$	4,0
$2,85 \leq d_5 < 3,35$	4,4
$3,35 \leq d_5 < 3,65$	5,5
$d_5 \geq 3,65$	6,2

Fonte: ABNT NBR 15675-1: 2017

Tabela 2: Coeficiente geométrico do parafuso para determinação do ângulo de ruptura mínimo

Modelo	Relação $\frac{\varnothing_{\text{ext}}}{\varnothing_{\text{int}}}$	Coeficiente geométrico $\alpha$ graus
Rosca rasa	$\frac{\varnothing_{\text{ext}}}{\varnothing_{\text{int}}} \leq 1,60$	62
Rosca intermediária	$1,60 < \frac{\varnothing_{\text{ext}}}{\varnothing_{\text{int}}} < 2,00$	41
Rosca profunda	$\frac{\varnothing_{\text{ext}}}{\varnothing_{\text{int}}} \geq 2,00$	20

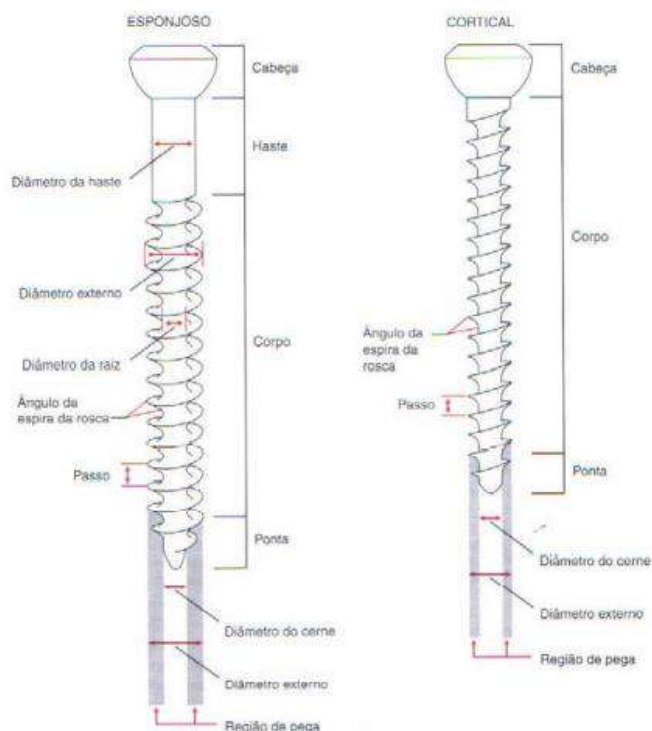
Fonte: ABNT NBR 15675-1: 2017

## 2.5 Classificação dos Parafusos

Os parafusos são considerados implantes do tipo penetrante e possuem diferentes partes: cabeça, diâmetro externo, diâmetro interno, rosca, passo de rosca e diâmetro do corpo. O diâmetro externo é o maior diâmetro entre as cristas das roscas do parafuso. O diâmetro interno é o diâmetro do corpo do parafuso sobre o qual as roscas estão fixadas. O diâmetro do corpo do parafuso é o diâmetro da porção do parafuso que não apresenta rosca. Em alguns implantes o diâmetro interno é igual ao diâmetro do corpo do parafuso, mas isso não ocorre em todos os implantes.

Os parafusos são, de modo geral, classificados em parafusos do tipo cortical ou esponjoso, de acordo com o tipo de rosca e o diâmetro interno, conforme proposto por Bechtold, Kyke, Perren (2000 *apud* VENDRAME, 2006, p.18) e Mazzocca et al. (2003 *apud* VENDRAME, 2006, p.18) e Schatzker (1993, *apud* VENDRAME, 2006, p.18). Os parafusos do tipo cortical apresentam rosca de menor diâmetro, menor distância entre os passos de rosca e maior diâmetro interno. Os parafusos do tipo esponjoso apresentam rosca maiores, maior distância entre os passos de rosca e menor diâmetro interno.

Figura 7: Desenho ilustrando as principais partes do parafuso do tipo esponjoso e cortical

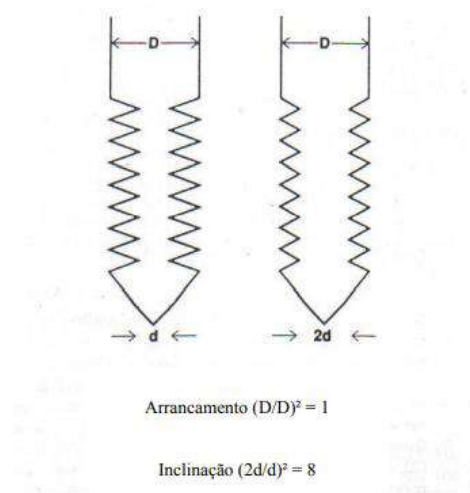


Fonte: BROWNER et al (2000, *apud* VENDRAME, 2006, p.18).

Os parafusos têm a capacidade de resistir às forças de cisalhamento, encurvamento e arrancamento. Essas propriedades mecânicas dos parafusos estão relacionadas com suas dimensões e geometria e com a qualidade do tecido ósseo em que são implantados, segundo definido por Benzel (2001, *apud* VENDRAME, 2006, p.18). Koranhyl et al (1970, *apud* VENDRAME, p.19), Diehl et al (1974, *apud* VENDRAME, p.19) e Krag et al (1996, *apud* VENDRAME, p.19) propuseram que o desenho da rosca do parafuso pode ser diferente para cada tipo de osso, e embora a tensão ao arrancamento do parafuso se processe de modo diferente em cada tipo de rosca, parece não haver diferença na força de arrancamento entre os diferentes desenhos de rosca.

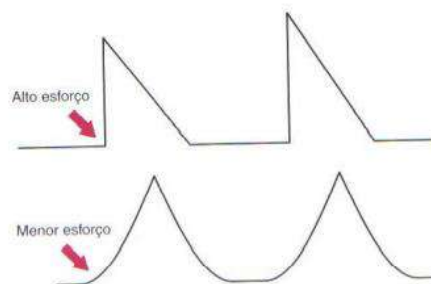
Conforme estabelecido por Benzel et al (2001, *apud* VENDRAME, p.19), Krag et al (1996, *apud* VENDRAME, p.19) e Mazzoca et al (2003, *apud* VENDRAME, p.19), a resistência do implante ao arrancamento está relacionada com a quantidade de filete de rosca em contato com o tecido ósseo, assim como o número de filetes por unidade de comprimento aumenta a resistência ao arrancamento em virtude do aumento do atrito proporcionado. Essa formulação é complementada pela Figura 8 e Figura 9 abaixo:

Figura 8: O arrancamento é afetado pelo diâmetro maior D (Krag, 1996)



Fonte: Krag (1996, *apud* VENDRAME, p.19)

Figura 9: Desenho ilustrando os tipos de rosca dos parafusos e a relação com a aplicação das forças sobre a rosca



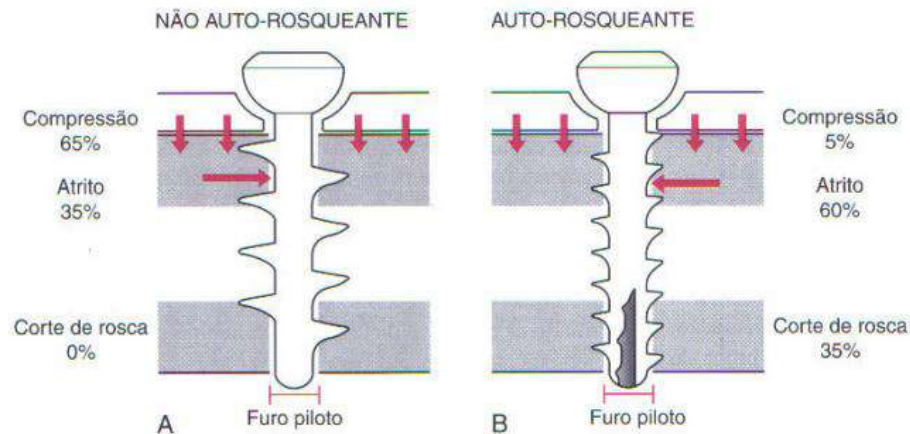
Fonte: Browner et al. (2000, *apud* VENDRAME, 2006, p.19)

Os parafusos do tipo cortical necessitam de macheamento ou preparo do local de implantação das rosca do parafuso, enquanto o macheamento não tem sido recomendado para os parafusos do tipo esponjoso. Para evitar a não realização dessa etapa técnica de preparo do local de implantação dos parafusos ('macheamento'), foram desenvolvidos os parafusos denominados 'auto-macheantes', que foram desenhados para cortar e preparar o tecido ósseo na implantação das rosca, conforme defendido por Schatzker (1993, *apud* VENDRAME, 2006, p.20) e Vangness et al. (1981, *apud* VENDRAME, 2006, p.20). Apresentam uma superfície cortante na extremidade, como consequência da sua forma e desenho especial, que



permitem o corte do local de implantação das suas roscas, sem necessidade do macheamento prévio.

Figura 10: Desenho ilustrando as diferenças entre os parafusos auto-macheantes e não macheantes e os tipos de forças que são produzidas no tecido ósseo ao seu redor



Fonte: Browner et al (2000, apud VENDRAME, 2006, p.20)

OKAZAKI, Y. *et al* propõem um ensaio mecânico para verificar os métodos de ensaios da norma ASTM F543. Segundo este autor, para avaliar as propriedades de desempenho mecânico de vários tipos de parafuso ósseo cortical, foram realizados testes de quebra torcional e durabilidade, testes de torque de condução de parafusos em modelos ósseos e testes de retirada de parafusos.

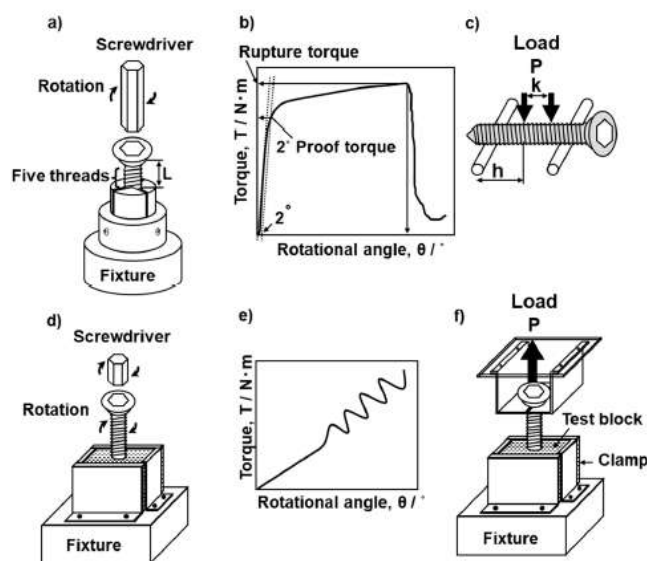
Ainda conforme verificado por OKAZAKI, Y. *et al*, os torques de prova e ruptura de um parafuso, foram determinados a partir da curva de torque e ângulo rotacional, aumentado com o diâmetro do núcleo crescente do parafuso. As resistências à compressão, tração e cisalhamento dos modelos ósseos empregados para o teste mecânico de dispositivos ortopédicos aumentou com o aumento da densidade do osso modelo.

O torque máximo obtidos por ensaios de torque de condução de parafusos para até 8.3 rotações (3000°) nos modelos ósseos tendem a aumentar com o aumento do diâmetro do núcleo.

Dessa forma, OKAZAKI, Y *et al*, observou que o torque máximo aumentou linearmente com a área superficial efetiva do parafuso, conceito que é definido de forma inédita em seu trabalho. A máxima carga de arrancamento aumentou linearmente com o aumento do número de rotações e força mecânica do modelo ósseo .

Portanto, OKAZAKI, Y. *et al*, concluiu que os parafusos com baixo torque de inserção e alta carga de arrancamento foram considerados excelentes para aplicações de fixação e são um alvo para novas pesquisas.

Figura 11: Ilustrações esquemáticas de (a) ensaio de ruptura torcional, (b) curva de torque e ângulo de rotação, (c) teste de durabilidade com 4 pontos, (d) torque de inserção, (e) curva de torque e ângulo de rotação para o modelo ósseo, (f) teste de arrancamento do parafuso



Fonte: OKAZAKI, Y. *et al*. 2020

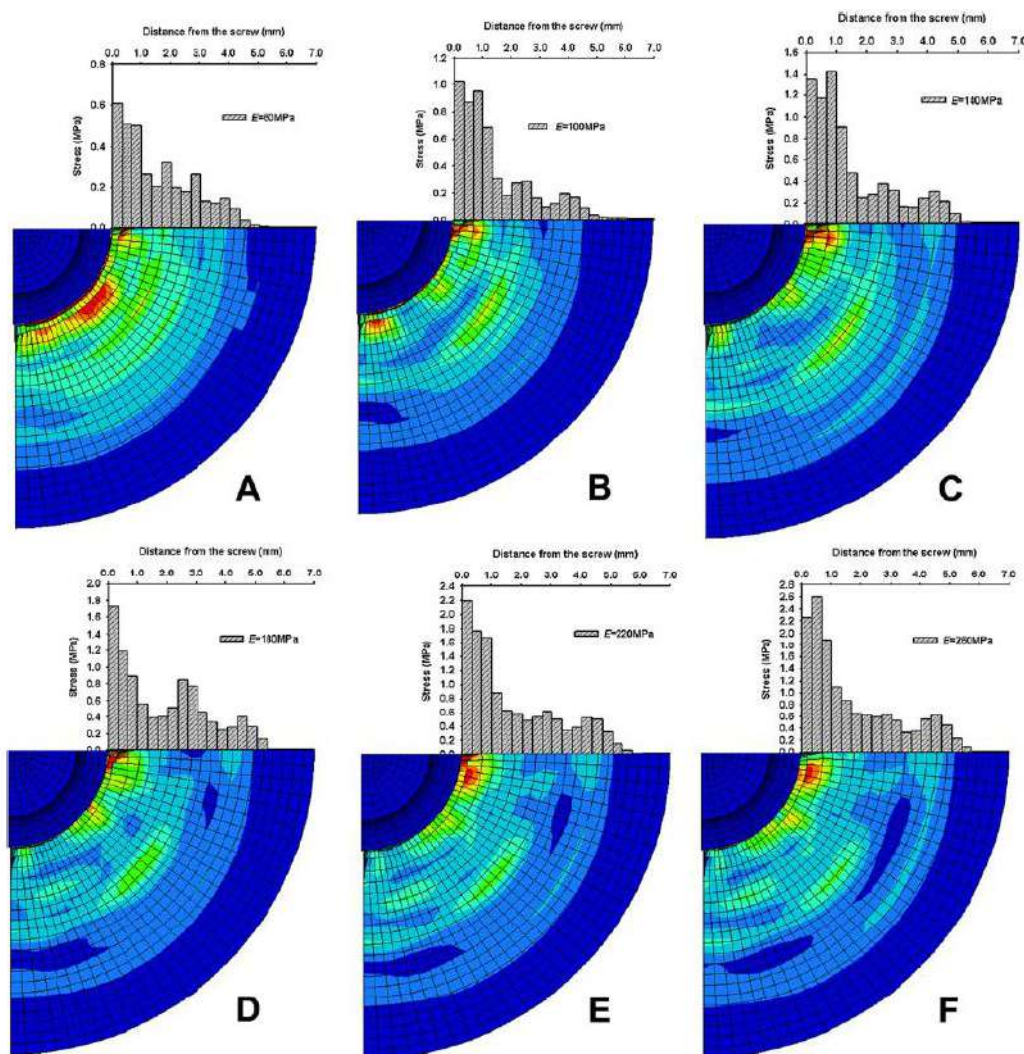
LIU, S. *et al*, conduziram inúmeros estudos para avaliar a força de retirada de parafusos de pedículo no osso com diferentes propriedades do material. Contudo poucos estudos têm investigado a região de efeito (EA), distribuição de tensões e o padrão de contorno do osso esponjoso ao redor do parafuso pedicular.

LIU, S. *et al*, realizaram experimentos de arrancamentos de parafusos a partir de duas espumas diferentes e a força de reação correspondente foi documentada para a validação de um modelo computacional de espuma de parafuso de pedículo com base nos métodos de elementos finitos. A força máxima de arrancamento, distribuição de tensões e tensão equivalente de von Mises foram documentados no osso esponjoso ao longo da distância do parafuso pedicular, além do perímetro externo. O raio e o volume da Região de Efeito, terminologia determinada em seu estudo, foram calculados com base na distribuição das tensões.

LIU, S. *et al* compararam as resistências ao arrancamento e as curvas de deslocamento de carga por meio de simulação numérica e ensaios experimentais. A distribuição de tensões na unidade vertebral simulada de osso do parafuso mostrou que o raio e o volume da Região de Efeito variaram com as propriedades do material ósseo. Os raios foram 4,73 mm, 5,06 mm e 5,4 mm para propriedades ósseas de idades superiores a 75 anos, idades inferiores a 75 anos e superiores a 50 anos, e idades inferiores a 50 anos, respectivamente.

Os volumes correspondentes do Região de Efeito foram  $6,67 \text{ mm}^3$ ,  $7,35 \text{ mm}^3$  e  $8,07 \text{ mm}^3$ , respectivamente. Dessa forma, LIU, S et al, demonstraram que existia uma região circular em torno do parafuso de fixação que desempenhava uma função importante para estabilização, e que esta região, era influenciada pelas características do material ósseo.

Figura 12: Magnitude e distribuição da tensão no osso esponjoso no procedimento de arrancamento



### 3 METODOLOGIA DE CÁLCULO E PROCEDIMENTOS

Neste capítulo serão apresentados os procedimentos gerais para ensaios de parafusos de fixação orientados às aplicações biomédicas, de acordo com os critérios da norma ASTM F543-17. A seguir são ilustrados os parafusos deste trabalho:

Figura 13: Parafuso canulado de diâmetro 7 mm da liga de titânio alumínio vanádio



Fonte: Elaboração Própria, fornecido pela empresa NexxMed de São Carlos, São Paulo

Figura 14: Parafuso canulado de diâmetro 11 mm da liga de titânio alumínio vanádio



Fonte: Elaboração Própria, fornecido pela empresa NexxMed de São Carlos, São Paulo

A seguir serão abordados os procedimentos realizados para cada um dos três ensaios de acordo com as recomendações da ASTM F543:

### 3.1 Método de ensaio para determinar propriedades torcionais de parafusos metálicos de fixação em ossos

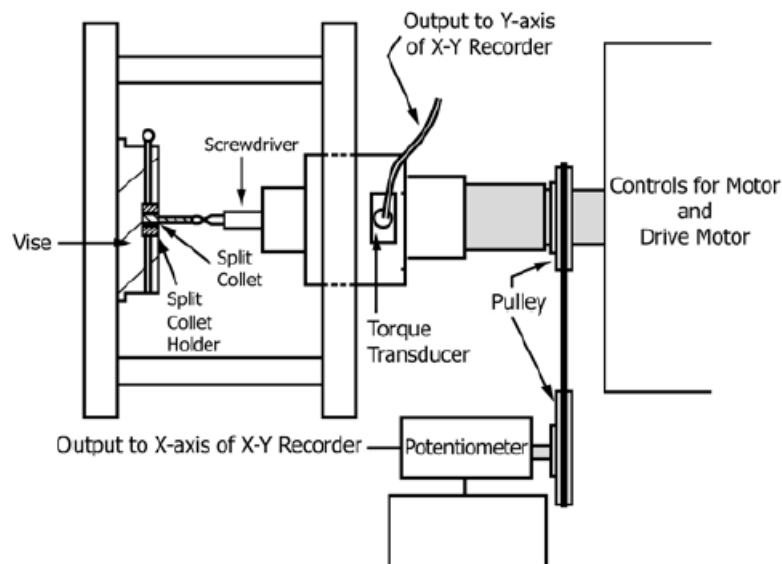
#### 3.1.1 Escopo de realização

Este ensaio é utilizado para aferir a resistência ao escoamento torcional do parafuso, medir o torque máximo que pode ser aplicado e determinar o ângulo de ruptura deste parafuso de fixação sob condições de uso padrão. De acordo com as especificações do escopo da norma americana, o objetivo deste ensaio é medir a uniformidade do produto testado ou comparar propriedades mecânicas de diferentes produtos de tamanhos similares.

#### 3.1.2 Equipamentos utilizados

A montagem dos componentes para realização deste ensaio é ilustrada na figura a seguir:

Figura 15: Equipamento de ensaio para determinação das propriedades torcionais e do ângulo de ruptura



Fonte: ASTM F543-17

Os seguintes componentes fazem parte deste ensaio:

- Morsa;
- Transdutor de Torque;
- Bloco de Espuma Rígida de Poliuretano para fixação na morsa;
- Chave Hexagonal para aplicação do torque;
- Transdutor de deslocamento torcional;
- Equipamento gravador com operação contínua para gravar os dados de torque e ângulo de rotação, calibrados em Newton-metro para torque e graus para o ângulo de rotação;
- Parafuso metálico para fixação óssea.

O dispositivo de fixação do parafuso na morsa foi escolhido como o bloco de espuma rígida de poliuretano, pois conforme sugestão da própria norma, uma forma de providenciar o equipamento de fixação necessário, seria por meio de um bloco de teste com furo central cego não passante de profundidade adequada para agir como limitador da rosca.

Por sua vez, a escolha do material é a espuma rígida de poliuretano, pois tem sido amplamente aceita pela comunidade científica especializada como material adequado para representar o tecido ósseo cortical e esponjoso do ser humano em ensaios mecânicos.

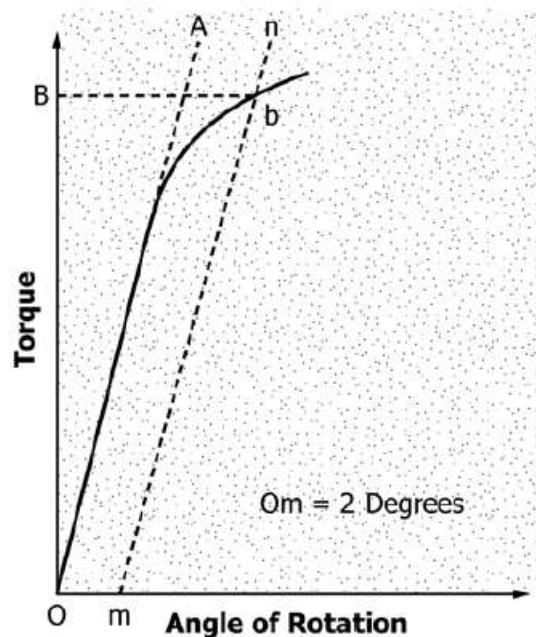
### 3.1.3 Procedimento do ensaio

Para determinar as propriedades relativas à resistência ao escoamento torcional, torque máximo aplicado e ângulo de ruptura, a norma recomenda adotar a seguinte sequência de procedimentos. Primeiramente, deve-se colocar o parafuso no dispositivo de fixação (bloco de poliuretano) de forma que 5 filetes de rosca, abaixo da cabeça do parafuso estejam expostos do lado de fora do dispositivo de fixação. A força exercida pelo equipamento de fixação deve ser suficiente para prevenir a rotação do parafuso durante o ensaio.

Em seguida, o parafuso é direcionado no sentido de inserção ao bloco, por meio de uma chave apropriada, aplicando-se uma força torcional. Neste caso, é facultativo aplicar uma força axial para manter unida a cabeça do parafuso junto a ponta da chave hexagonal. Dessa forma, a rotação aplicada pela chave ocorre numa taxa de 1 até 5 revoluções por minuto.

Por sua vez, a resistência ao escoamento torcional é determinado pelo método do deslocamento gráfico (*offset method*) na curva produzida pelo gravador entre torque e ângulo de rotação, conforme representado pela figura a seguir:

Figura 16: Curva típica de torque e ângulo de rotação



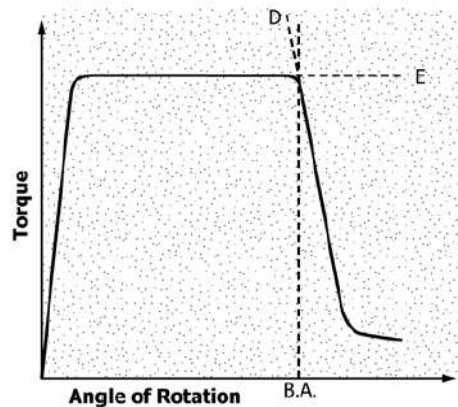
Fonte: ASTM F543-17

Nesta curva deve-se localizar o ponto  $m$  equivalente a uma rotação de  $2^\circ$ . Desenha-se uma reta  $mn$  paralela a reta  $OA$  e localiza-se  $b$ , o ponto de intersecção da reta  $mn$  com a curva do torque. Este ponto é representado pela letra  $B$  e corresponde à resistência de escoamento torcional (*torsional yield strength*).

Neste âmbito, o maior valor de torque aferido durante a execução deste teste é denominado de máximo torque.

Por outro lado, o ângulo de ruptura é determinado por um procedimento diferente. Este ponto corresponde ao trecho da curva torque e ângulo de rotação, em que o torque apresenta o maior decréscimo registrado, em direção à falha catastrófica. Dessa forma, o ângulo de ruptura é determinado como a intersecção de duas retas tangentes  $D$  e  $E$  a este ponto de máximo decréscimo, conforme ilustrado pela Figura 17:

Figura 17: Gráfico típico de torque e ângulo de torção



Fonte: ASTM F543-17

### 3.2 Método de ensaio para torque atuante em parafusos de fixação metálicos em ossos

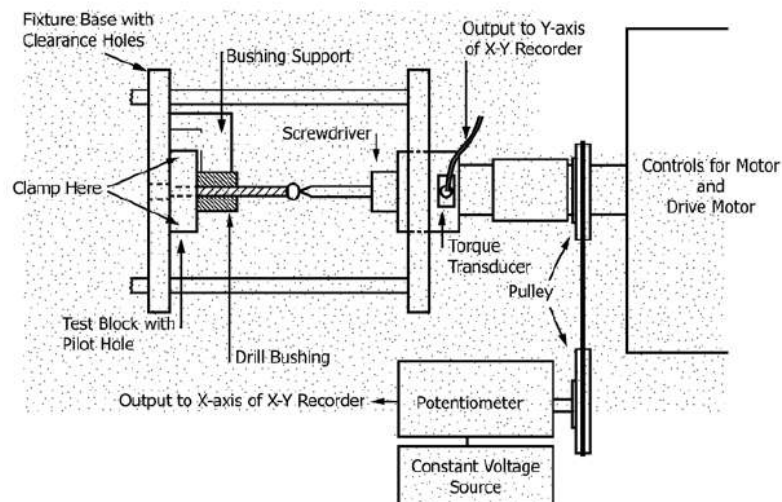
#### 3.2.1 Escopo de realização

Este método de ensaio é empregado para medir o torque exigido para conduzir um parafuso de fixação ósseo em um material padrão. Os resultados obtidos neste ensaio não devem ser comparados com os valores resultantes para o torque de inserção exigido para alocar um parafuso no osso humano ou animal. O objetivo deste ensaio, portanto, é verificar a uniformidade das propriedades mecânicas do produto testado.

#### 3.2.2 Equipamentos utilizados

A montagem dos componentes para realização deste ensaio é ilustrada na figura a seguir:

Figura 18: Representação esquemática da montagem para ensaio do torque



Fonte: ASTM F543-17



Os seguintes equipamentos fazem parte deste ensaio:

- Transdutor de torque para converter o torque aplicado em sinal elétrico para gravação contínua dos dados;
- Transdutor de deslocamento torcional para converter o ângulo de torção em um sinal elétrico para gravação contínua dos dados;
- Dispositivo gravador de dados, habilitado para gravar os dados de torque e ângulo de rotação continuamente, calibrado em Newton-metro para torque e graus para os valores do ângulo de rotação;
- Bucha, fabricada em material que está em conformidade com a especificação F1839. O material escolhido é a espuma rígida de poliuretano conforme indicado por essa especificação;
- Dispositivo de fixação do bloco de teste, para manter alinhado o furo piloto do bloco de teste com a direção axial do parafuso;
- Parafuso metálico completamente fabricado, esterilizado e com comprimento suficiente para atravessar o comprimento longitudinal da bucha e se alojar no bloco de teste;

Aqui a norma faz uma ressalva importante para o projeto e dimensionamento apropriado: a menor dimensão da superfície do bloco de teste deve ser maior que 10x o diâmetro nominal do parafuso testado.

### 3.2.3 Procedimento do ensaio

Este procedimento é aplicado para aferir os valores do torque de inserção e remoção do parafuso quando é aplicado um esforço de momento torçor e carga axial concentrada pela chave hexagonal apropriada.

O parafuso de fixação deve ser colocado em contato com a chave hexagonal conforme apresentado na Figura 18. Em seguida, o parafuso deve ser conduzido em direção ao bloco de teste, aplicando-se uma força torcional na taxa de 1 até 5 revoluções por minuto. Dessa forma o torque de inserção corresponde ao máximo valor medido durante as 4 primeiras revoluções do parafuso de fixação.

Por outro lado, o torque de remoção deve ser medido revertendo-se a direção de rotação da chave e gravando-se o máximo valor de torque durante as primeiras 4 revoluções exigidas para a operação de remoção do parafuso com relação ao bloco de teste.

A norma recomenda a aplicação de uma carga axial concentrada no parafuso no valor nominal de 1,14 *kgf* para manter a chave hexagonal em contato com as superfícies internas do parafuso canulado solicitados por torção. Esta carga deve ser aplicada em ambas operações de inserção e remoção do parafuso de fixação.

### 3.3 Método de ensaios para determinar a resistência ao arrancamento axial de parafusos de fixação ósseos

#### 3.3.1 Escopo de realização

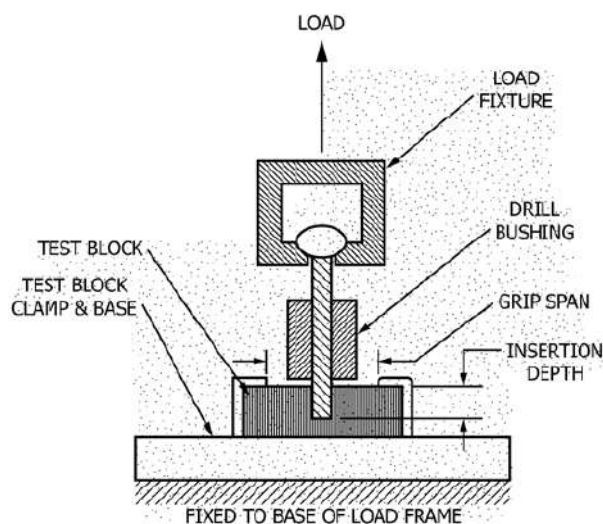
Este ensaio destina-se a medir a força de tração axial necessária para remover um parafuso de fixação ósseo seja por falhas em sua estrutura ou pela perda de contato com as superfícies internas do bloco de teste apropriado. O objetivo deste ensaio é medir a uniformidade de produtos testados ou comparar a resistência mecânica de diferentes produtos.

A norma também indica que este ensaio não é válido para todos os tipos de aplicações em implantes. O usuário deve verificar se o método é adequado para seus propósitos, considerando os materiais testados e a aplicação destinada.

#### 3.3.2 Equipamentos utilizados

A montagem dos componentes para realização deste ensaio é ilustrada na Figura 19.

Figura 19: Representação esquemática do equipamento de teste para resistência ao arrancamento axial



Fonte: ASTM F543-17

Os seguintes equipamentos fazem parte deste ensaio:

- Bloco de teste, fabricado de uma espuma rígida de poliuretano, de acordo com os critérios exigidos pela especificação F1839;  
A norma ressalta que a espessura deste bloco não deve ser menor que 20 mm.
- Dispositivo de aquisição de dados;
- Estrutura para alocação de carga (*Load Frame*);
- Dispositivo de fixação da carga (*Load Fixture*), sua função consiste em receber a carga axial aplicada pelo operador e transmitir ao parafuso na região destinada ao contato, como a cabeça por exemplo. O ajuste deve permitir uma folga na região de contato para evitar que o dispositivo esteja em contato com as roscas ou hastes do parafuso;
- Parafuso de fixação ósseo metálico completamente fabricado e com dimensões determinadas.

### 3.3.3 Procedimento de ensaio

Neste ensaio, o parafuso deve ser inserido no material padrão de acordo com o método de inserção de torque, indicado anteriormente. Então os parafusos são inseridos a uma taxa de 3 revoluções por minuto até uma profundidade de 20mm no bloco de teste.

Nesse caso, o bloco de teste e o dispositivo de fixação deste bloco devem estar fixos a base da estrutura de alocação da carga (*Load Frame*) de forma que o eixo longitudinal do parafuso esteja alinhado com a direção da carga aplicada. Com isso, o dispositivo de carga (*Load Fixture*) deve ser acoplado à estrutura de fixação (*Load Frame*).

A carga axial deve ser aplicada a uma taxa de 5 mm/min até o momento em que o parafuso falha ou perde contato com o bloco de teste. A carga aferida em Newtons e o deslocamento do ponto de aplicação da carga, aferido em milímetros, devem ser gravados pelo dispositivo de aquisição de dados, para detectar o máximo valor alcançado pela força de arrancamento ao longo do teste.

Portanto, para a leitura correta da carga de arrancamento axial, deve-se verificar o máximo valor de carga, em unidades de Newton, na curva gráfica entre carga axial e deslocamento.

### 3.4 Procedimento adotado para realização dos cálculos analíticos

De posse das informações relacionadas aos ensaios da norma ASTM F543, este projeto dedica-se a realizar uma abordagem analítica destes testes, calculando-se os esforços solicitantes ao parafuso de fixação metálico ósseo de acordo com dois procedimentos padrões de dimensionamento estático estrutural de parafusos.

O primeiro procedimento adotado para dimensionar as cargas atuantes segue o roteiro indicado no capítulo 10: Junções por meio de parafusos, do livro Elementos de Máquinas - Volume I (G. NIEMANN, 1991), editora E. Blucher.

O segundo procedimento de cálculo segue as recomendações presentes no capítulo 8: Parafusos, fixadores e o desenho de junções não permanentes, do livro Elementos de Máquina de SHIGLEY (BUDYNAS e NISBETT, 2011), editora McGraw-Hill e AMGH Ltda.

Neste caso, no próximo capítulo cada ensaio será calculado separadamente e os valores resultantes de ambos os métodos são comparados para efeito de validar os cálculos, com ênfase no ensaio 2, que permitiu maior amplitude para explorar as metodologias de cálculo supracitadas.

### 3.5 Procedimento adotado para realização das simulações computacionais

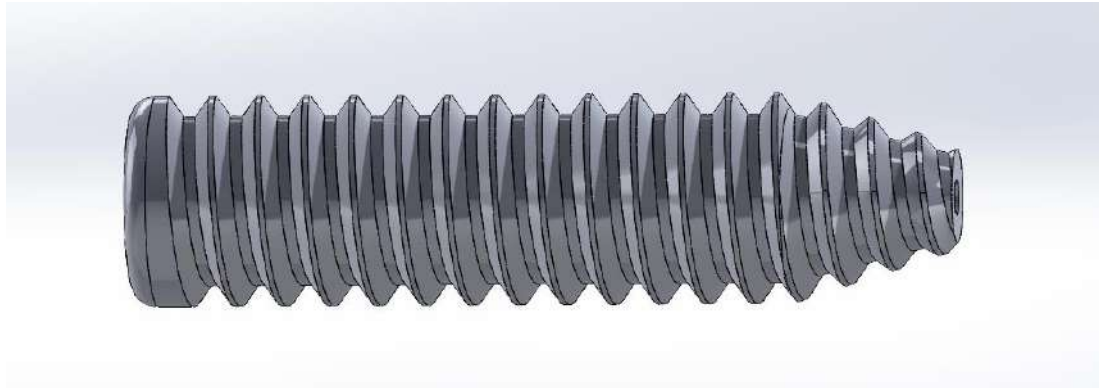
Após realizar o dimensionamento do parafuso através do cálculo analítico, os valores determinados para os principais esforços solicitantes são fornecidos como dados de entrada (*input*) para o solver do ANSYS *Mechanical*, dentro do ambiente do ANSYS *Workbench*, na análise Estática Estrutural selecionada.

Os principais resultados obtidos pela simulação são: deformação total em milímetros, deformação direcional em milímetros, para o primeiro ensaio; tensão equivalente de Von-Mises; tensão Normal na direção do eixo longitudinal do parafuso; e tensão de cisalhamento no plano radial da secção transversal do parafuso e com direção do seu eixo longitudinal.

Dessa forma, os valores obtidos para as tensões são comparados à tensão limite de projeto, que neste caso de simulação estática estrutural é representada pela tensão de escoamento do material ( $\sigma_e$ ), de acordo como definido por NIEMANN (Cap. 3, pg. 58), em que são tratados o dimensionamento de cargas estáticas para comparação com a tensão admissível do objeto ensaiado.

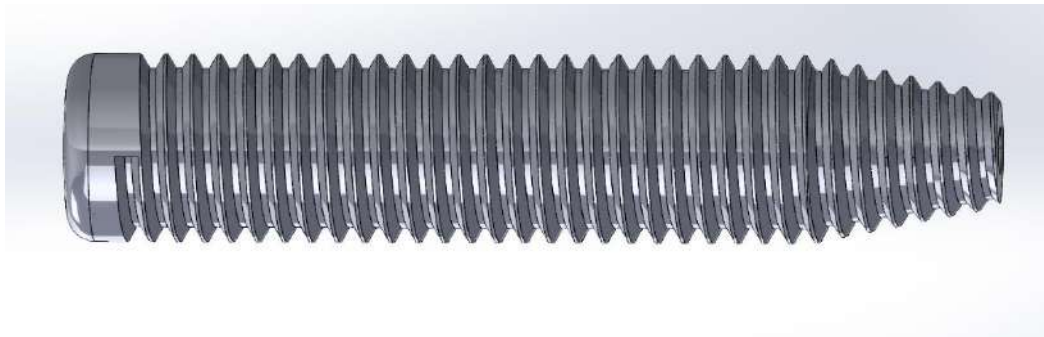
### 3.6 Modelos Geométricos dos Parafusos e montagens do Ensaio

Figura 20: Modelo 3D do Parafuso Canulado de Diâmetro 11mm



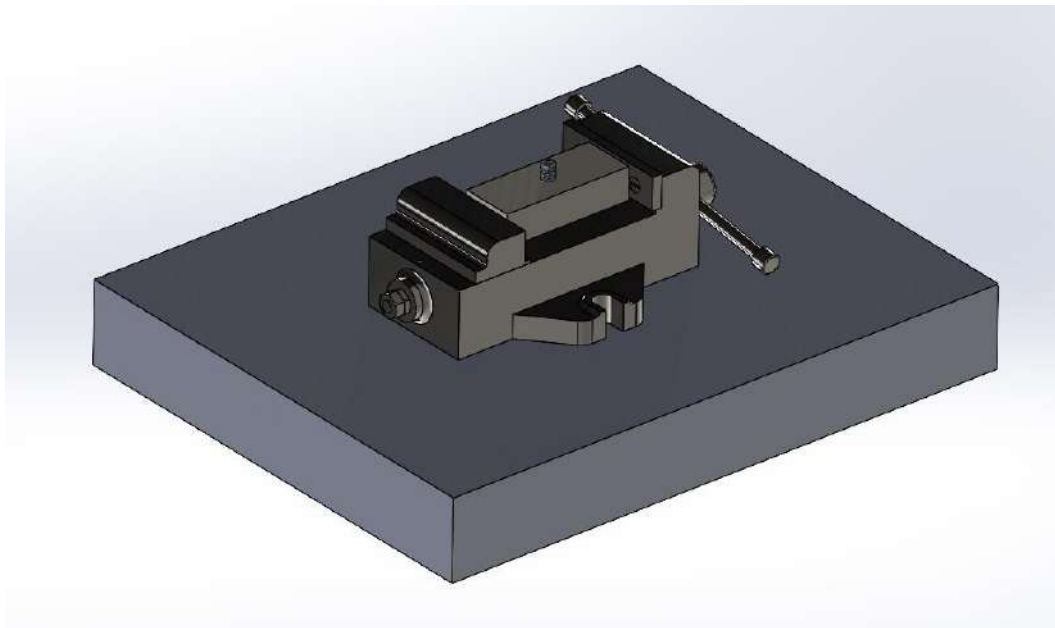
Fonte: Elaboração Própria

Figura 21: Modelo 3D do Parafuso Canulado de Diâmetro 7mm



Fonte: Elaboração Própria

Figura 22: Montagem de Torção do parafuso canulado de diâmetro 11mm

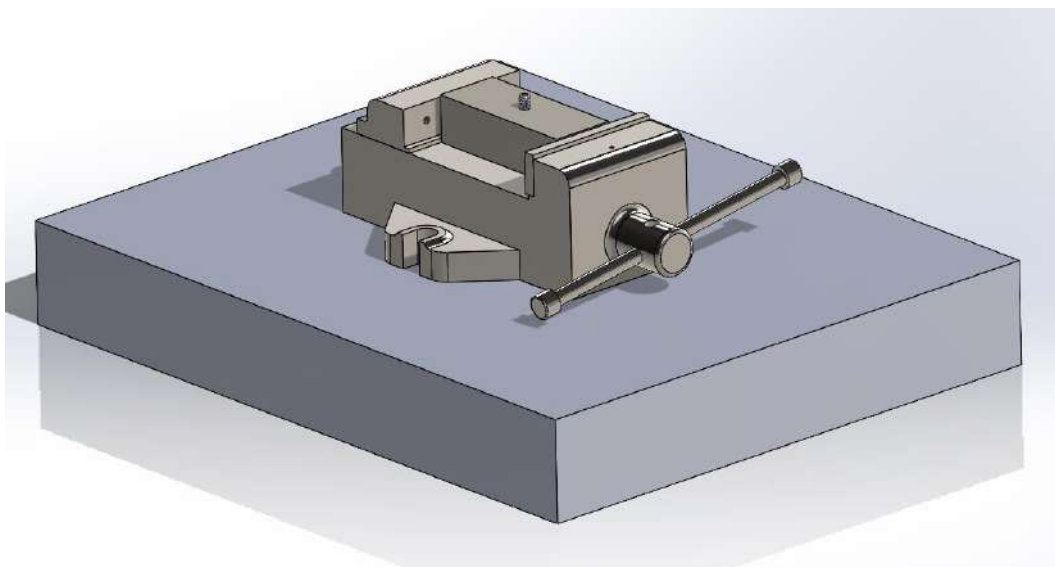


Fonte: Elaboração Própria

O modelo da morsa foi obtido por meio do site:

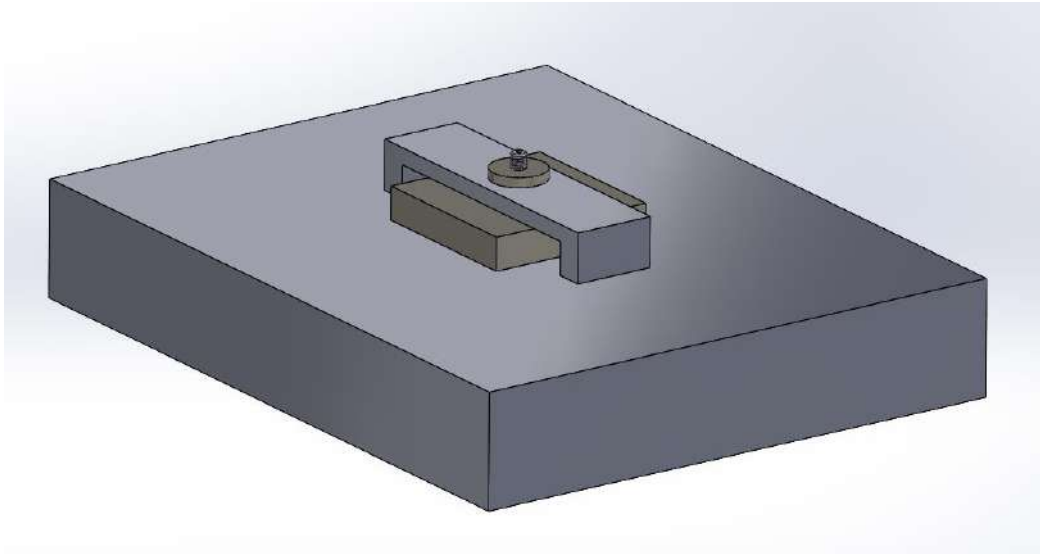
[https://grabcad.com/library?page=1&time=all\\_time&sort=recent&query=vise](https://grabcad.com/library?page=1&time=all_time&sort=recent&query=vise)

Figura 23: Montagem de Torção do parafuso canulado de diâmetro 7 mm



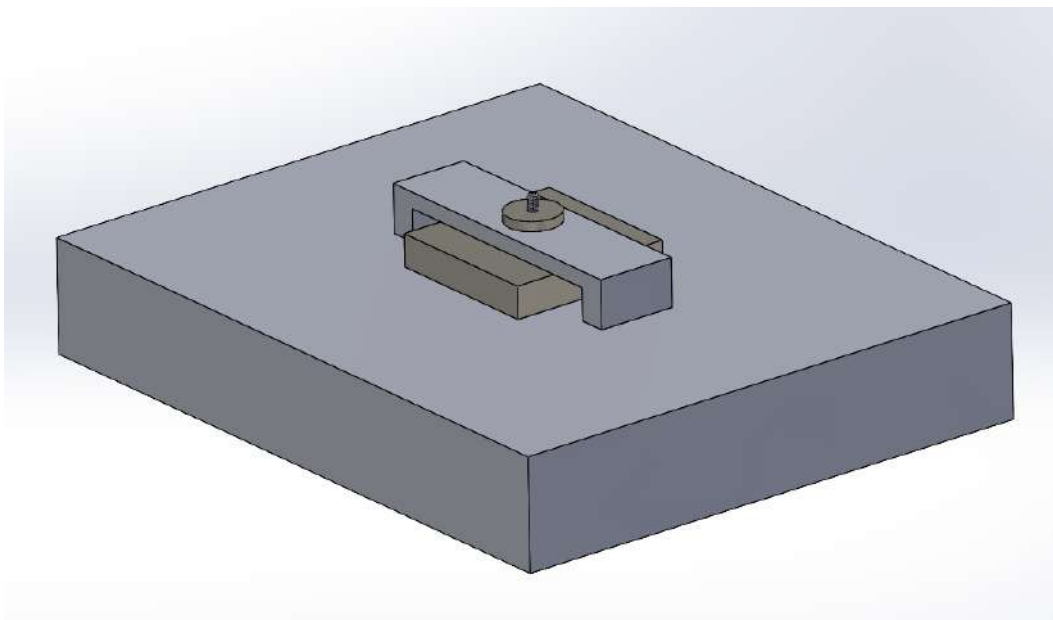
Fonte: Elaboração Própria

Figura 24: Montagem de Torção Inserção e Remoção Parafuso Diâmetro 11 *mm*



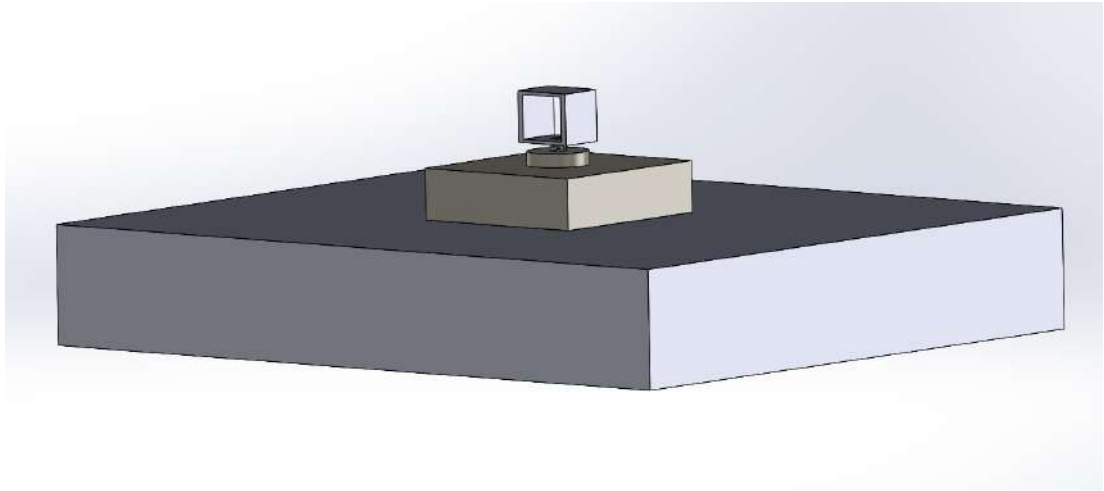
Fonte: Elaboração Própria

Figura 25: Montagem de Torção Inserção e Remoção Parafuso Diâmetro 7 *mm*



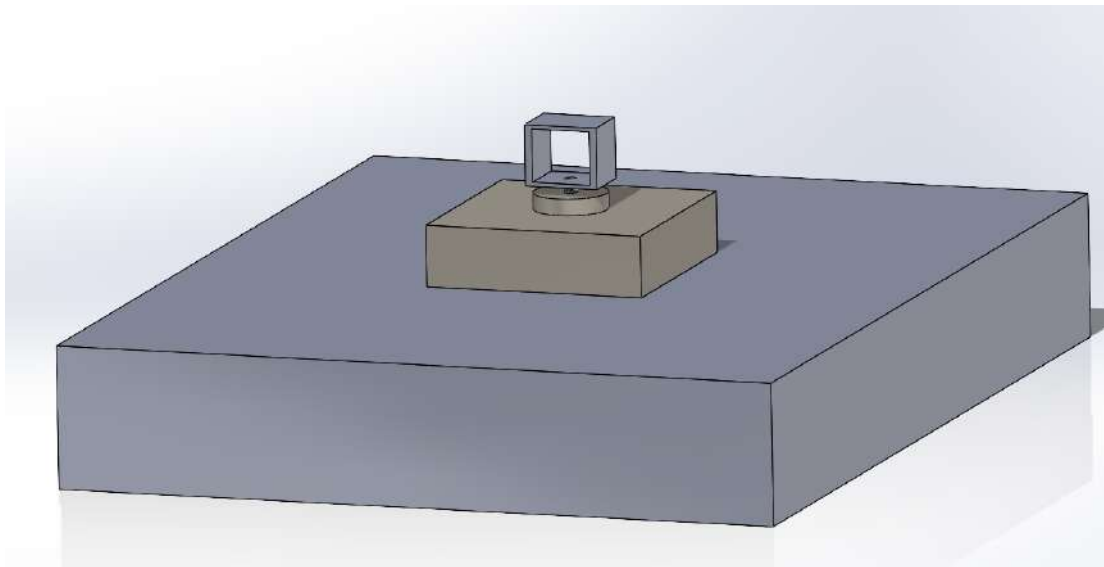
Fonte: Elaboração Própria

Figura 26: Montagem para Arrancamento Axial do Parafuso de Diâmetro 11 *mm*



Fonte: Elaboração Própria

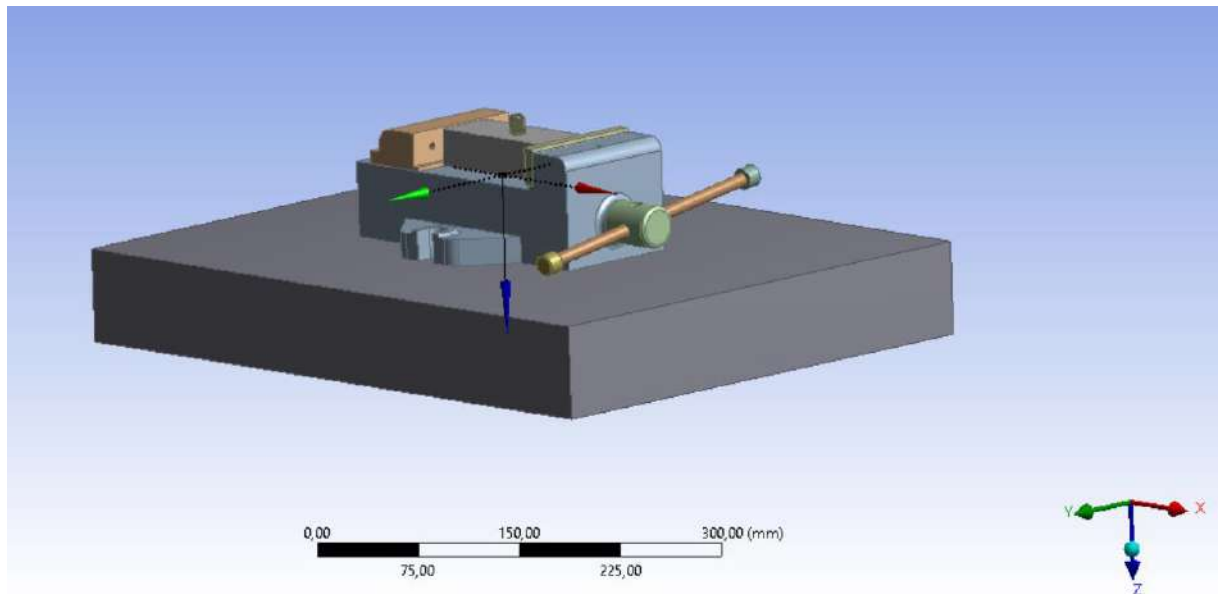
Figura 27: Montagem para Arrancamento Axial do Parafuso de Diâmetro 7 *mm*



Fonte: Elaboração Própria

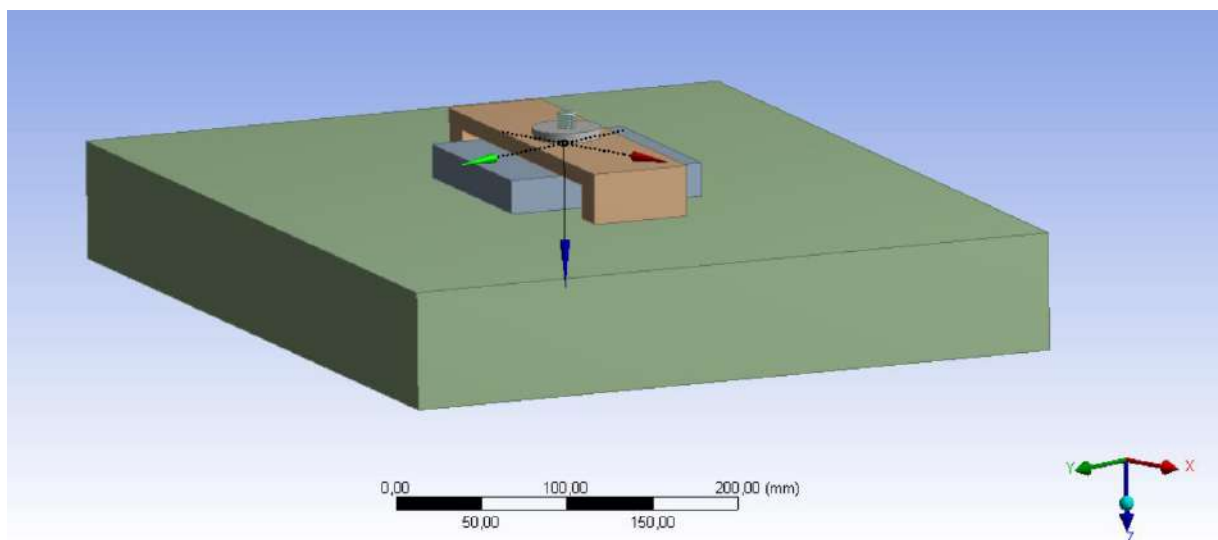


Figura 28: Sistema de Coordenadas empregado para a Simulação do Teste de Propriedades Torcionais para ambos os modelos de parafuso



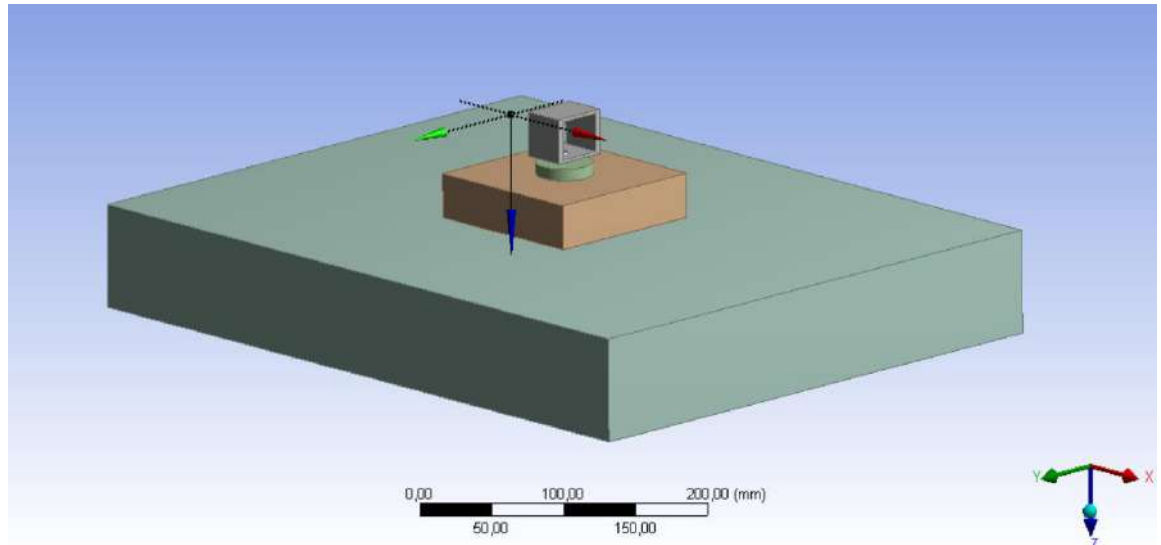
Fonte: Elaboração Própria

Figura 29: Sistema de Coordenadas empregado para a Simulação do Teste Torque de Inserção e Remoção para ambos os modelos de parafusos



Fonte: Elaboração Própria

Figura 30: Sistema de Coordenadas empregado para a Simulação do Teste de resistência ao arrancamento para ambos os modelos de parafusos



Fonte: Elaboração Própria

Figura 31: Propriedades Mecânicas da Espuma de Poliuretano Rígida no ANSYS

Outline of Schematic A2, B2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	Rigid PU Foam				
4	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5 -110.1
5	Ti-6Al-4V				
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: Rigid PU Foam					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	192	kg m^-3		
4	Isotropic Elasticity				
5	Derive from	Young's ...			
6	Young's Modulus	66,1	MPa		
7	Poisson's Ratio	0,316			
8	Bulk Modulus	5,9873E+07	Pa		
9	Shear Modulus	2,5114E+07	Pa		

Fonte: Elaboração Própria

Figura 32: Propriedades Mecânicas do material  $Ti - 6Al - 4V$  no ANSYS

Outline of Schematic A2, B2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data		Source		Description
2	Material				
3	Rigid PU Foam				
4	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5 -110.1
5	Ti-6Al-4V				
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 5: Ti-6Al-4V					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	4,43	g cm <sup>-3</sup>		
4	Isotropic Elasticity				
5	Derive from	Young's ...			
6	Young's Modulus	1,14E+05	MPa		
7	Poisson's Ratio	0,33			
8	Bulk Modulus	1,1176E+11	Pa		
9	Shear Modulus	4,2857E+10	Pa		
10	Tensile Yield Strength	830	MPa		
11	Compressive Yield Strength	860	MPa		
12	Tensile Ultimate Strength	900	MPa		

Fonte: Elaboração Própria

## 4 Resultados e Discussão

Neste capítulo serão apresentados os roteiros de cálculos para a determinação dos esforços solicitantes atuantes nos ensaios dos parafusos. Primeiramente será proposta a abordagem analítica, e posteriormente, será proposta a abordagem computacional.

### 4.1 Abordagem analítica

#### 4.1.1 Cálculo analítico para o método de teste para determinar propriedades torcionais de parafusos metálicos de fixação em ossos

##### 4.1.1.1 Parafuso canulado de diâmetro de 11 *mm*

Nesta rotina de cálculo a primeira grandeza física determinada foi o torque máximo.

De acordo com a formulação de resistência de materiais, há uma relação bem determinada entre tensão de cisalhamento e momento torçor, conforme NIEMANN:

$$M_t = \tau * W_t \quad (7)$$

Em que:

$M_t$  corresponde ao momento torçor aplicado nas unidades de *kgf.cm*

$\tau$  corresponde à tensão de cisalhamento máxima nas unidades de *kgf.cm<sup>2</sup>*

$W_t$  corresponde ao módulo de resistência à torção nas unidades de *cm<sup>3</sup>*

Conforme recomendado por NIEMANN, a tensão admissível é dimensionada por meio de um coeficiente de segurança (*S*) de acordo com a equação a seguir:

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_e}{S} \quad (8)$$

O valor adotado para a tensão de escoamento foi obtido na biblioteca de materiais matweb:

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=10d463eb3d3d4ff48fc57e0ad1037434&ckck=1>

$$\sigma_e = 830 \text{ MPa}$$

Portanto:

$$\sigma_{ad} = \frac{830 \text{ MPa}}{1,5} = 553,53 \text{ MPa}$$

O valor do coeficiente  $S$  é obtido por recomendações da literatura (NIEMANN, 1991) e pode ser considerado na faixa de 1,1 a 1,8 quando a tensão de escoamento é fator decisivo no dimensionamento. Nessa mesma linha de raciocínio, NIEMANN sugere que havendo perigo de ruptura por sobrecarga estática em elementos de junção, a resistência real será relativa ao escoamento do elemento em análise ao que se referem as tensões associadas a cada material.

Considerando a geometria da secção transversal do parafuso canulado, conclui-se que é do tipo anular e que  $W_t$  deve ser calculado da seguinte forma:

$$W_t = \frac{\pi * (D_e^4 - D_i^4)}{16 * D_e} \quad (9)$$

Em que:

$D_e$  corresponde ao diâmetro externo nominal do parafuso

$D_i$  corresponde ao diâmetro interno do parafuso, conhecido como diâmetro do núcleo

As medidas de  $D_e$  e  $D_i$  foram aferidas no Laboratório de Metrologia do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC-USP, com o auxílio de um Projetor de Perfis.

$$D_e = 11 \text{ mm}$$

$$D_i = 8,67 \text{ mm}$$

Procedendo ao cálculo de  $W_t$ :

$$W_t = \frac{\pi * (11^4 - 8,67^4)}{16 * 11} = 160,483 \text{ mm}^3$$

A tensão admissível de cisalhamento será considerada, conforme a literatura, uma relação com a tensão admissível dada pela equação abaixo:

$$\tau_{ad} = 0,7 * \sigma_{ad} \quad (10)$$

$$\tau_{ad} = 0,7 * 553,53 = 387,47 \text{ MPa}$$

Portanto, o valor para o máximo torque resistido pelo material do parafuso é:

$$T_{m\acute{a}x} = \tau_{ad} * W_t \quad (11)$$

$$T_{m\acute{a}x} = 387,47 \text{ MPa} * 160,483 \text{ mm}^3$$

$$T_{m\acute{a}x} = 62182,508 \text{ N. mm}$$

ou

$$T_{m\acute{a}x} = 62,183 \text{ N.m}$$

Em seguida, será determinado a resistência ao escoamento torcional.

Seguindo a formulação proposta para torção de elementos de secção circulares e anulares, CODA apresenta a seguinte fórmula para determinar o momento torçor:

$$M_t = \frac{\Delta\theta * G * I_t}{\Delta L} \quad (12)$$

Em que:

$\Delta\theta$  corresponde ao ângulo de giro da secção transversal nas unidades de radianos

$G$  corresponde ao módulo de elasticidade transversal do material [GPa]

$I_t$  corresponde ao momento de inércia relativo à torção da secção transversal [mm<sup>4</sup>]

$\Delta L$  corresponde ao comprimento longitudinal do trecho da geometria solicitada[mm]

De acordo com a avaliação proposta pela norma:

$$\Delta\theta = 2^\circ$$

$$\Delta L = 35 \text{ mm}$$

$$G = 44 \text{ GPa}$$

$$I_t = 882,653 \text{ mm}^4$$

Sendo a grandeza  $I_t$  calculada por meio de uma relação com  $W_t$ :

$$I_t = D_e * \frac{W_t}{2} \quad (13)$$

Retomando a equação (12) obtem-se:

$$M_t = \frac{0,03491 \text{ (rad)} * 4,4 * 10^4 \left( \frac{N}{\text{mm}^2} \right) * 882,653 \text{ mm}^4}{35 \text{ mm}}$$

$$M_t = 38736,87 \text{ N.mm}$$

ou

$$M_t = 38,737 \text{ N.m}$$

Em seguida, será demonstrado o cálculo analítico do ângulo de ruptura do parafuso canulado de diâmetro 11 mm

Utilizando a formulação anterior proposta por CODA, reorganizando a equação para obter o ângulo de giro:

$$\Delta\theta = \frac{M_t * \Delta L}{G * I_t} \quad (14)$$

Em que  $M_t = M_{m\acute{a}x}$

No caso de ruptura, que é a condição na presente análise, é importante considerar que a secção transversal crítica possui diâmetro nominal reduzido, em vista do alongamento do material.

Conforme informado pela biblioteca *matweb*, a redução percentual de Área corresponde ao valor de 33%. Tendo em vista a relação de quarta potência entre Diâmetro e Área de Secção Transversal, a redução no valor do diâmetro é bastante significativa e corresponde à redução percentual de 75,8%

Nesse caso, denomina-se uma nova variável para representar as dimensões alteradas:

$$D'_e = 0,242 * D_e \quad (15)$$

Recalculando o momento de inércia:

$$I_t = \frac{\pi}{32} * (D'^4_e - D'^4_i) \quad (16)$$

Em que:

$$D'_e = 2,64 \text{ mm}$$

$$D'_i = 2,081 \text{ mm}$$

$$I_t = 2,927 \text{ mm}^4$$

Logo:

$$\Delta\theta = \frac{62182 \text{ (N.mm)} * 10 \text{ (mm)}}{4,4 * 10^4 \left( \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) * 2,927 \text{ mm}^4}$$

$$\Delta\theta = \frac{621820 \text{ (N.mm}^2\text{)}}{128788 \text{ (N.mm}^2\text{)}}$$

$$\Delta\theta = 4,828 \text{ rad}$$

ou

$$\Delta\theta = 276,638^\circ$$



Como este ângulo se deve durante a aplicação de torque máximo, deve-se somar a componente inicial de  $2^\circ$  no regime inicial de operação. Portanto, o deslocamento angular final é:

$$\Delta\theta = 278,638^\circ$$

#### 4.1.1.2 Parafuso canulado de diâmetro de 7 mm

A rotina de cálculo é similar ao que foi apresentado para o parafuso canulado de diâmetro nominal 11 mm, alterando os valores particulares das dimensões geométricas correspondentes.

Considerando a geometria da secção transversal do parafuso canulado, conclui-se que é do tipo anular e que  $W_t$  deve ser calculado da seguinte forma:

$$W_t = \frac{\pi * (D_e^4 - D_i^4)}{16 * D_e} \quad (17)$$

Em que:

$D_e$  corresponde ao diâmetro externo nominal do parafuso

$D_i$  corresponde ao diâmetro interno do parafuso, conhecido como diâmetro do núcleo

As medidas de  $D_e$  e  $D_i$  foram aferidas no Laboratório de Metrologia do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC-USP, com o auxílio de um Projetor de Perfis.

$$D_e = 7 \text{ mm}$$

$$D_i = 5,12 \text{ mm}$$

Procedendo ao cálculo de  $W_t$ :

$$W_t = \frac{\pi * (7^4 - 5,12^4)}{16 * 7} = 48,072 \text{ mm}^3$$

A tensão admissível de cisalhamento guarda uma relação importante com a tensão admissível dada pela equação abaixo:

$$\tau_{ad} = 0,7 * \sigma_{ad} \quad (18)$$

$$\tau_{ad} = 0,7 * 553,53 = 387,47 \text{ MPa}$$

Portanto, o valor para o máximo torque resistido pelo material do parafuso é:

$$T_{m\acute{a}x} = \tau_{ad} * W_t \quad (19)$$

$$T_{m\acute{a}x} = 387,47 \text{ MPa} * 48,072 \text{ mm}^3$$

$$T_{m\acute{a}x} = 18619,89 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

ou

$$T_{m\acute{a}x} = 18,619 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Seguindo a formulação proposta para torção de elementos de secção circulares e anulares, CODA apresenta a seguinte fórmula para determinar o momento torçor:

$$M_t = \frac{\Delta\theta * G * I_t}{\Delta L} \quad (20)$$

De acordo com a avaliação proposta pela norma:

$$\Delta\theta = 2^\circ$$

$$\Delta L = 35 \text{ mm}$$

$$G = 44 \text{ GPa}$$

$$I_t = 168,252 \text{ mm}^4$$

Sendo a grandeza  $I_t$  calculada por meio de uma relação com  $W_t$ :

$$I_t = D_e * \frac{W_t}{2} \quad (21)$$

Retomando a equação (20) obtem-se:

$$M_t = \frac{0,03491 \text{ (rad)} * 4,4 * 10^4 \left( \frac{N}{mm^2} \right) * 168,252 \text{ mm}^4}{35 \text{ mm}}$$

$$M_t = 25844,181 \text{ N.mm}$$

ou

$$M_t = 25,845 \text{ N.m}$$

Utilizando a formulação anterior, reorganizando a equação para obter o ângulo de giro:

$$\Delta\theta = \frac{M_t * \Delta L}{G * I_t} \quad (22)$$

Em que  $M_t = M_{m\acute{a}x}$

No caso de ruptura, que é a condição na presente análise, é importante considerar que a secção transversal crítica possui diâmetro nominal reduzido, em vista do alongamento do material.

Conforme obtido nos dados do material (*matweb*), a redução percentual de Área corresponde ao valor de 33%. Tendo em vista a relação de quarta potência entre Diâmetro e Área de Secção Transversal, a redução no valor do diâmetro é bastante significativa e corresponde à redução porcentual de 75,8%

Nesse caso, denomina-se uma nova variável para representar as dimensões alteradas:

$$D'_e = 0,242 * D_e \quad (23)$$

Recalculando o momento de inércia:

$$I_t = \frac{\pi}{32} * (D'_e{}^4 - D'_i{}^4) \quad (24)$$

Em que:

$$D'_e = 1,694 \text{ mm}$$

$$D'_i = 1,239 \text{ mm}$$

$$I_t = 0,5771 \text{ mm}^4$$

Logo:

$$\Delta\theta = \frac{18619 \text{ (N.mm)} * 10 \text{ (mm)}}{4,4 * 10^4 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) * 0,5771 \text{ mm}^4}$$

$$\Delta\theta = \frac{186190 \text{ (N.mm}^2\text{)}}{25392,4 \text{ (N.mm}^2\text{)}}$$

$$\Delta\theta = 7,3325 \text{ rad}$$

ou

$$\Delta\theta = 420,12^\circ$$

Como este ângulo se deve durante a aplicação de torque máximo, deve-se somar a componente inicial de  $2^\circ$  no regime inicial de operação. Portanto, o deslocamento angular final é:

$$\Delta\theta = 422,12^\circ$$

#### 4.1.2 Cálculo analítico para o ensaio para determinar torque de inserção e remoção de parafusos metálicos de fixação em ossos

##### 4.1.2.1 Método de NIEMANN para o parafuso canulado de diâmetro 11 mm

Considerando a aplicação de uma carga axial concentrada na região sextavada interna da extremidade destinada a alocação da chave hexagonal:

$$Carga Axial (P) = 1,14 \text{ kgf} = 11,183 \text{ N}$$

NIEMANN apresenta uma equação para dimensionar parafusos solicitados axialmente por carga longitudinal e apertados por torção na página 171 do capítulo 10:

$$\tau = 2 * \sigma * tg(\alpha + \varrho) * \frac{d_2}{d_1} \quad (25)$$

Em que:

$\tau$  corresponde a tensão de cisalhamento equivalente gerada pelos esforços [Pa]

$\sigma$  corresponde a tensão de compressão gerada pela carga longitudinal [Pa]

$\alpha$  corresponde ao ângulo de hélice da rosca do parafuso [graus]

$\varrho$  corresponde ao ângulo de atrito [graus]

$d_2$  corresponde ao diâmetro médio da rosca [mm]

$d_1$  corresponde ao diâmetro do núcleo do parafuso [mm]

Conforme recomendado por NIEMANN, para parafusos de fixação normalizados, podem ser adotados os seguintes valores para os parâmetros:

$$\begin{aligned}\alpha &= 2,5^\circ \\ \varrho &= 6,6^\circ \\ \frac{d_2}{d_1} &\cong 1,12 \\ \sigma &= \frac{4 * P}{\pi * d_1^2}\end{aligned}\tag{26}$$

Para a geometria deste parafuso, foi determinado anteriormente o valor de  $W_t$  como:

$$W_t = 160,4825 \text{ mm}^3$$

Calculando-se a tensão  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{4 * 11,183 \text{ (N)}}{\pi * (0,00867 \text{ m})^2} = 189,422 \text{ MPa}$$

Então a tensão de cisalhamento pode ser calculada, conforme indicado na equação (25):

$$\tau = 2 * 189421,93 \left( \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) * \text{tg}(2,5^\circ + 6,6^\circ) * 1,12 \text{ (Pa)}$$

$$\tau = 67,963 \text{ MPa}$$

Observando-se a formulação apresentada para relacionar o momento torçor e a tensão de cisalhamento associada na equação (1):

$$M_t = 67962,67 \left( \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) * 160,48 * 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$M_t = 0,01091 \text{ (N.m)}$$

O procedimento de cálculo é análogo ao torque de inserção, porém com uma diferença associada a parcela do atrito, pois o sentido de aplicação dessa componente é invertido.

Essa mudança é bem representada pela mudança no arco tangente, com o ângulo de atrito ( $\varrho$ ) sendo subtraído do ângulo de hélice ( $\alpha$ ).

Então a equação (25) é reescrita para representar a mudança:

$$\tau = 2 * \sigma * tg(\alpha - \varrho) * \frac{d_2}{d_1} \quad (27)$$

Os valores para os parâmetros são os mesmos empregados no subitem anterior, portanto:

$$\tau = 2 * 189421,93 \left( \frac{N}{m^2} \right) * tg(2,5^\circ - 6,6^\circ) * 1,12 \text{ (Pa)}$$

$$\tau = -30,415 \text{ MPa}$$

Observando-se a formulação apresentada para relacionar o momento torçor e a tensão de cisalhamento associada na equação (7):

$$M_t = -30414,57 \left( \frac{N}{mm^2} \right) * 160,48 * 10^{-9} m^3$$

$$M_t = -0,004881 \text{ (N.m)}$$

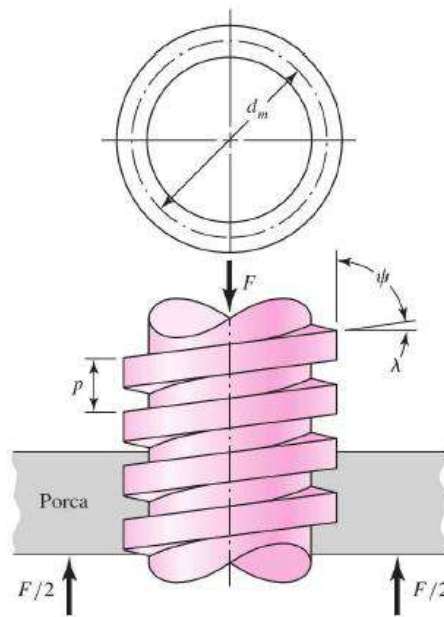
O sinal negativo aqui representa o sentido de rotação anti-horário, para afrouxar a rosca, cujo padrão é rosca direita, de acordo com a regra da mão direita.

Uma característica importante desse resultado é que o torque necessário para remover o parafuso é menor que o torque necessário para inseri-lo. Esse resultado é coerente com a realidade e também será observado pela metodologia de SHIGLEY.

#### 4.1.2.2 Método de SHIGLEY para o parafuso canulado de diâmetro 11 mm

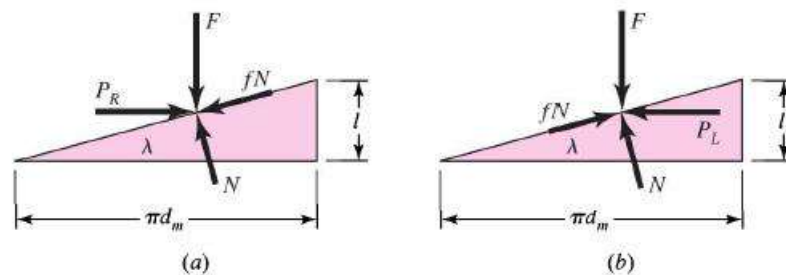
A abordagem empregada por SHIGLEY e BUDYNAS deriva-se dos estudos de parafusos de potência cujo requisito é elevar uma carga. Mas também é aplicável para o cálculo de parafusos de fixação quando estão solicitados por cargas longitudinais em condições de aperto e desaperto. Essa terminologia é empregada no Capítulo 8, na página 429, e também é válida para parafusos de porcas.

Figura 33: Porção de um Parafuso de Potência



Fonte: BUDYNAS, Elementos de Máquinas de Shigley

Figura 34: Diagramas de força: (a) elevando a carga, (b) baixando a carga

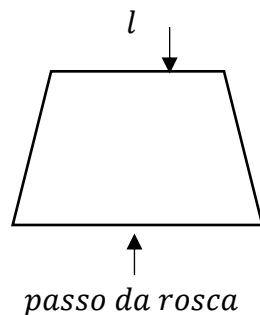


Fonte: BUDYNAS, Elementos de Máquinas de Shigley



Nesta formulação, imagina-se uma única rosca do parafuso é desenrolada ao longo de uma única volta. Então uma borda da rosca formará a hipotenusa de um triângulo reto, cuja base é a circunferência do círculo do diâmetro médio de rosca e cuja altura é o avanço.

Essa referência é exata para roscas quadradas que são apresentadas neste trecho do livro. Para este estudo, as roscas são admitidas de formato trapezoidal, de forma que a forma geométrica obtida não é mais um triângulo reto e sim um trapézio.



Segundo SHIGLEY e BUDYNAS, o torque requerido para elevar a carga, é similar ao torque requerido para apertar ou inserir o parafuso, sendo melhor representado pela equação a seguir:

$$T_R = F * \frac{d_M}{2} * \left( \frac{l + \pi * f * d_M}{\pi * d_M - f * l} \right) \quad (28)$$

Equação válida por sua vez para roscas quadradas. No caso da rosca trapezoidal, é necessário fazer um ajuste na fórmula conforme proposto por SHIGLEY:

$$T_R = F * \frac{d_M}{2} * \left( \frac{l + \pi * f * d_M * \sec(\alpha)}{\pi * d_M - f * l * \sec(\alpha)} \right) \quad (29)$$

Em que:

$f = 0,2$  e corresponde ao coeficiente de atrito

$d_M = 9,835 \text{ mm}$  e corresponde ao diâmetro médio da rosca

$l = 2 \text{ mm}$  e corresponde ao passo da rosca

$F = 11,183 \text{ N}$  e corresponde a força longitudinal aplicada sobre o parafuso

$\alpha = 30^\circ$  corresponde a metade do valor do ângulo de rosca

$$T_R = 11,183 (N) * \frac{0,009835 (m)}{2} * \left( \frac{0,002(m) + \pi * 0,2 * 0,009835 * \sec(30^\circ)}{\pi * 0,009835(m) - 0,2 * 0,002(m) * \sec(30^\circ)} \right)$$

$$T_R = 11,183 (N) * \frac{0,009835 (m)}{2} * \frac{0,009135 (m)}{0,03044 (m)}$$

$$T_R = 11,183(N) * \frac{0,009835 (m)}{2} * 0,30014$$

$$T_R = 0,01651 (N.m)$$

Segundo SHIGLEY e BUDYNAS, o torque requerido para abaixar a carga, é similar ao torque requerido para desapertar ou remover o parafuso, sendo melhor representado pela equação a seguir:

$$T_R = F * \frac{d_M}{2} * \left( \frac{\pi * f * d_M - l}{\pi * d_M + f * l} \right) \quad (30)$$

Equação válida por sua vez para rosas quadradas. No caso da rosca trapezoidal, é necessário fazer um ajuste na fórmula conforme proposto por SHIGLEY:

$$T_R = F * \frac{d_M}{2} * \left( \frac{\pi * f * d_M * \sec(\alpha) - l}{\pi * d_M + f * l * \sec(\alpha)} \right) \quad (31)$$

Em que:

$f = 0,2$  e corresponde ao coeficiente de atrito

$d_M = 9,835 \text{ mm}$  e corresponde ao diâmetro médio da rosca

$l = 2 \text{ mm}$  e corresponde ao passo da rosca

$F = 11,183 \text{ N}$  e corresponde a força longitudinal aplicada sobre o parafuso

$\alpha = 30^\circ$  corresponde a metade do valor do ângulo de rosca

$$T_R = 11,183 (N) * \frac{0,009835 (m)}{2} * \left( \frac{\pi * 0,2 * 0,009835 * \sec(30^\circ) - 0,002 (m)}{\pi * 0,009835(m) + 0,2 * 0,002(m) * \sec(30^\circ)} \right)$$

$$T_R = 11,183 (N) * \frac{0,009835 (m)}{2} * \frac{0,005135 (m)}{0,03136 (m)}$$

$$T_R = 11,183(N) * \frac{0,009835 (m)}{2} * 0,1637$$

$$T_R = 0,009005 (N.m)$$

Neste momento, é necessário observar a diferença entre as abordagens de NIEMANN e SHIGLEY. Para NIEMANN, o torque de remoção é modelado como uma inversão do atrito do plano inclinado do diagrama de forças e isso diretamente afeta o sentido vetorial do torque aplicado.

No caso de SHIGLEY, em ambos os cálculos de torque os valores são positivos, pois no caso do torque de remoção há uma particularidade considerada: o efeito da gravidade, em que o peso da carga pode promover o próprio movimento giratório para afrouxar as conexões. Para esse movimento espontâneo, o torque é negativo de acordo com SHIGLEY, pois ocorre em razão de um agente externo. Normalmente, os parafusos são removidos por chaves se são autobloqueantes, ou seja, se obedecem a seguinte relação geométrica:

$$\pi * f * d_M > l$$

ou

$$f > \tan (\lambda)$$

Em que:

$\lambda$  corresponde ao ângulo de avanço da rosca.

#### 4.1.2.3 Método de NIEMANN para o parafuso canulado de diâmetro 7 mm

Considerando a aplicação de uma carga axial concentrada na região sextavada interna da extremidade destinada a alocação da chave hexagonal:

$$Carga\ Axial\ (P) = 1,14\ kgf = 11,183\ N$$

Analogamente ao caso do parafuso anterior, aplica-se a equação de NIEMANN para dimensionar parafusos solicitados axialmente por carga longitudinal e apertados por torção na página 171 do capítulo 10:

$$\tau = 2 * \sigma * tg(\alpha + \varrho) * \frac{d_2}{d_1} \quad (32)$$

As mesmas recomendações para os parâmetros geométricos podem ser aplicadas neste caso, para parafusos de fixação normalizados, podem ser adotados os seguintes valores para os parâmetros:

$$\begin{aligned} \alpha &= 2,5^\circ \\ \varrho &= 6,6^\circ \\ \frac{d_2}{d_1} &\cong 1,12 \\ \sigma &= \frac{4 * P}{\pi * d_1^2} \end{aligned} \quad (33)$$

Para a geometria deste parafuso, foi determinado anteriormente o valor de  $W_t$  como:

$$W_t = 48,072\ mm^3$$

Calculando-se a tensão  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{4 * 11,183\ (N)}{\pi * (0,00512\ m)^2} = 543,161\ MPa$$

Então a tensão de cisalhamento pode ser calculada, conforme indicado na equação (25):

$$\tau = 2 * 543161 \left( \frac{N}{m^2} \right) * tg(2,5^\circ + 6,6^\circ) * 1,12 \text{ (Pa)}$$

$$\tau = 194,881 \text{ MPa}$$

Observando-se a formulação apresentada para relacionar o momento torçor e a tensão de cisalhamento associada na equação (7):

$$M_t = 194880,67 \left( \frac{N}{mm^2} \right) * 48,072 * 10^{-9} m^3$$

$$M_t = 0,009368 \text{ (N.m)}$$

O procedimento de cálculo é análogo ao torque de inserção, porém com uma diferença associada a parcela do atrito, pois o sentido de aplicação dessa componente é invertido.

Essa mudança é bem representada pela mudança no arco tangente, com o ângulo de atrito ( $\varrho$ ) sendo subtraído do ângulo de hélice ( $\alpha$ ).

Então a equação (25) é reescrita para representar a mudança:

$$\tau = 2 * \sigma * tg(\alpha - \varrho) * \frac{d_2}{d_1} \quad (34)$$

Os valores para os parâmetros são os mesmos empregados no subitem anterior, portanto:

$$\tau = 2 * 543161 \left( \frac{N}{m^2} \right) * tg(2,5^\circ - 6,6^\circ) * 1,12 \text{ (Pa)}$$

$$\tau = -87,213 \text{ MPa}$$

Observando-se a formulação apresentada para relacionar o momento torçor e a tensão de cisalhamento associada na equação (7):

$$M_t = -87212,75 \left( \frac{N}{mm^2} \right) * 48,072 * 10^{-9} m^3$$

$$M_t = -0,004192 (N.m)$$

#### 4.1.2.4 Método de SHIGLEY para o parafuso canulado de diâmetro 7 mm

A abordagem empregada por SHIGLEY e BUDYNAS deriva-se dos estudos de parafusos de potência cujo requisito é elevar uma carga. Mas também é aplicável para o cálculo de parafusos de fixação quando estão solicitados por cargas longitudinais em condições de aperto e desaperto. Essa terminologia é empregada no Capítulo 8, na página 429, e também é válida para parafusos de porcas.

Segundo SHIGLEY e BUDYNAS, o torque requerido para elevar a carga, é similar ao torque requerido para apertar ou inserir o parafuso, sendo melhor representado pela equação a seguir:

$$T_R = F * \frac{d_M}{2} * \left( \frac{l + \pi * f * d_M}{\pi * d_M - f * l} \right) \quad (35)$$

Equação válida por sua vez para roscas quadradas. No caso da rosca trapezoidal, é necessário fazer um ajuste na fórmula para considerar os efeitos do ângulo de hélice da rosca:

$$T_R = F * \frac{d_M}{2} * \left( \frac{l + \pi * f * d_M * \sec(\alpha)}{\pi * d_M - f * l * \sec(\alpha)} \right) \quad (36)$$

$$T_R = 11,183 (N) * \frac{0,006045 (m)}{2} * \left( \frac{0,001 (m) + \pi * 0,2 * 0,006045 * \sec(30^\circ)}{\pi * 0,006045(m) - 0,2 * 0,001(m) * \sec(30^\circ)} \right)$$

$$T_R = 11,183 (N) * \frac{0,006045 (m)}{2} * \frac{0,005386 (m)}{0,018759 (m)}$$

$$T_R = 11,183(N) * \frac{0,006045 (m)}{2} * 0,28712$$

$$T_R = 0,009705(N.m)$$

Segundo SHIGLEY e BUDYNAS, o torque requerido para abaixar a carga, é similar ao torque requerido para desapertar ou remover o parafuso, sendo melhor representado pela equação a seguir:

$$T_R = F * \frac{d_M}{2} * \left( \frac{\pi * f * d_M - l}{\pi * d_M + f * l} \right) \quad (37)$$

Equação válida por sua vez para roscas quadradas. No caso da rosca trapezoidal, é necessário fazer um ajuste na fórmula para considerar os efeitos do ângulo de hélice da rosca:

$$T_R = F * \frac{d_M}{2} * \left( \frac{\pi * f * d_M * \sec(\alpha) - l}{\pi * d_M + f * l * \sec(\alpha)} \right) \quad (38)$$

Em que:

$f = 0,2$  e corresponde ao coeficiente de atrito

$d_M = 6,045 \text{ mm}$  e corresponde ao diâmetro médio da rosca

$l = 1 \text{ mm}$  e corresponde ao passo da rosca

$F = 11,183 \text{ N}$  e corresponde a força longitudinal aplicada sobre o parafuso

$\alpha = 30^\circ$  corresponde a metade do valor do ângulo de rosca

$$T_R = 11,183 \text{ (N)} * \frac{0,006045 \text{ (m)}}{2} * \left( \frac{\pi * 0,2 * 0,006045 * \sec(30^\circ) - 0,001 \text{ (m)}}{\pi * 0,006045 \text{ (m)} + 0,2 * 0,001 \text{ (m)} * \sec(30^\circ)} \right)$$

$$T_R = 11,183 \text{ (N)} * \frac{0,006045 \text{ (m)}}{2} * \frac{0,003386 \text{ (m)}}{0,01922 \text{ (m)}}$$

$$T_R = 11,183 \text{ (N)} * \frac{0,006045 \text{ (m)}}{2} * 0,1762$$

$$T_R = 0,005956 \text{ (N.m)}$$

#### 4.1.3.1. Cálculo analítico da força de arrancamento para o parafuso canulado de diâmetro 11 mm nos casos de ruptura e perda de contato

Para efetuar o cálculo da resistência ao arrancado axial dos parafusos, segue-se a recomendação de NORTON, no livro Projeto de Máquinas do capítulo 15: Parafusos e fixadores, página 863, relativa à Área solicitada por tração.

De acordo com NORTON, testes de barras rosqueadas sob tração mostram que sua resistência à tração é mais bem definida pela média entre os diâmetros interno e primitivo. Então a Área sob tração  $A_t$  é definida por:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (39)$$

Em que:

$d_p$  corresponde ao diâmetro primitivo [mm]

$d_r$  corresponde ao diâmetro menor, da raiz. [mm]

Portanto, a tensão em uma barra rosqueada devida a carga axial de tração  $F$  é então, segundo NORTON:

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \quad (40)$$

Segundo NIEMANN, a relação entre  $\sigma_{ad}$  e  $\tau_{ad}$  para aço é dada pela razão:

$$\frac{\sigma_{ad}}{\tau_{ad}} = \frac{1}{0,7} \quad (41)$$

Embora nosso estudo seja aplicado à liga de titânio alumínio vanádio, aplica-se esse valor como forma de aproximação teórica ao estudo desta análise.



Dessa forma, o valor da tensão de cisalhamento admissível é determinado como:

$$\tau_{ad} = 0,467 * \sigma_e \quad (42)$$

Conhecido o valor de  $\sigma_e$  anteriormente, como  $\sigma_e = 553,34 \text{ MPa}$ , então calcula-se o valor de  $\tau_{ad}$  como:

$$\tau_{ad} = 258,410 \text{ MPa}$$

Retomando o cálculo da área com os valores determinados em laboratório para os diâmetros primitivo ( $d_p$ ) e interno ( $d_i$ ):

$$d_p = 9,835 \text{ mm}$$

$$d_i = 8,670 \text{ mm}$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left( \frac{(0,00867(m) + 0,009835(m))}{2} \right)^2$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} * 0,00008561 \text{ m}^2$$

$$A_t = 0,00006724 \text{ m}^2$$

Considerando que o material apresenta deformação longitudinal e corresponde a uma redução de Área de 33 % no momento de ruptura, a área da secção transversal de NORTON é recalculada como:

$$A_{tr} = 0,00004505 \text{ m}^2$$

Então, este valor é substituído na equação (40) para o cálculo da força de ruptura:

$$F = 553,34 * 10^6 \left( \frac{N}{m^2} \right) * 0,00004505(m^2)$$

$$F = 24927,97 (N)$$

Em uma secção transversal anular como é o caso de parafusos canulados, pode ser demonstrado que a tensão de cisalhamento é determinada pela seguinte expressão:

$$\tau = \frac{16 * P}{\pi * (D_e^2 + D_i^2)} \quad (43)$$

Segundo SHIGLEY, em razão do ângulo de rosca  $\alpha$ , os esforços solicitantes advindos da carga ( $P$ ) são transmitidos de forma inclinada com relação ao plano da superfície da rosca. Dessa forma, a força Normal ( $N$ ) atuante é dada pela seguinte relação:

$$N = \frac{P}{\cos (30^\circ)} \quad (44)$$

A carga ( $P$ ) é obtida pelo deslocamento axial no regime elástico do material:

$$P = \frac{5 (mm) * 110 GPa * 0,00006724(m^2)}{35 (mm)}$$

$$P = 1056628,571 (N)$$

Portanto, retomando a equação (23), a força Normal ( $N$ ) é obtida como:

$$N = 1220125,371 (N)$$

Em seguida, procede-se para determinar o valor da tensão de cisalhamento atuante no diâmetro médio do parafuso por meio da seguinte equação:

$$\tau = \frac{\mu * N}{A_{sup} * L} \quad (45)$$

A Área da superfície lateral é determinada pela seguinte expressão:

$$A_{sup} = 2 * \pi * R_m * L * 17 \quad (46)$$

Em que, 17 corresponde a quantidade de filetes de roscas completos ao longo do comprimento longitudinal do parafuso.

Dessa forma, sendo:

$$A_{sup} = 0,0004409 \text{ m}^2$$

$$\mu = 0,2$$

O resultado obtido para a tensão de cisalhamento é:

$$\tau = 553470 \text{ MPa}$$

Substituindo-se o valor encontrado da tensão na equação (43), encontra-se o valor da força de arrancamento necessária para soltar o parafuso do bloco de teste:

$$P = \frac{\tau * \pi * (D_e^2 + D_i^2)}{16}$$

$$P = 553470343 \left( \frac{N}{m^2} \right) * \frac{\pi}{16} * \left( (0,011 \text{ (m)})^2 + (0,00867 \text{ (m)})^2 \right)$$

$$P = 21318,34 \text{ (N)}$$

#### 4.1.3.2 Cálculo analítico da força de arrancamento para o parafuso canulado de diâmetro 7 mm nos casos de ruptura e perda de contato

De forma análogo ao procedimento adotado para o parafuso de diâmetro externo 11 mm, é definida a Área de tração de acordo com NORTON, utilizando os diâmetros primitivo e interno.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (39)$$

Em que:

$d_p$  corresponde ao diâmetro primitivo

$d_r$  corresponde ao diâmetro menor, da raiz.

Como os parafusos canulados são feitos do mesmo material, os valores de tensão de escoamento são os mesmos do caso anterior, e pode-se prosseguir para a etapa seguinte. Retomando o cálculo da área com os valores determinados em laboratório para os diâmetros primitivo ( $d_p$ ) e interno ( $d_i$ ):

$$d_p = 6,045 \text{ mm}$$

$$d_i = 5,120 \text{ mm}$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left( \frac{(0,006045(m) + 0,00512(m))}{2} \right)^2$$

$$A_t = 0,000024476 \text{ m}^2$$

Considerando que o material apresenta deformação longitudinal e corresponde a uma redução de Área de 33 % no momento de ruptura, a área da secção transversal conforme NORTON é recalculada como:

$$A_{tr} = 0,000016399 \text{ m}^2$$

Então, este valor é substituído na equação (40) para o cálculo da força de ruptura:

$$F = 553,34 * 10^6 \left( \frac{N}{m^2} \right) * 0,000016399(m^2)$$

$$F = 9074,32 (N)$$

Neste caso, a secção transversal também é anular, de forma que a expressão dada pela equação (43) pode ser aplicada para esta geometria.

$$\tau = \frac{16 * P}{\pi * (D_e^2 + D_i^2)} \quad (43)$$

Analogamente, o ângulo de rosca está presente na geometria deste caso, e utiliza-se a abordagem proposta por SHIGLEY. Dessa forma, a força Normal (N) atuante é dada pela seguinte relação:

$$N = \frac{P}{\cos(30^\circ)} \quad (44)$$

A carga (P) é obtida pelo deslocamento axial no regime elástico do material:

$$P = \frac{5 \text{ (mm)} * 110 \text{ GPa} * 0,000024476 \text{ (m}^2\text{)}}{35 \text{ (mm)}}$$

$$P = 384622,86 \text{ (N)}$$

Portanto, retomando a equação (23), a força Normal (N) é obtida como:

$$N = 444137,25 \text{ (N)}$$

Em seguida, procede-se para determinar o valor da tensão de cisalhamento atuante no diâmetro médio do parafuso por meio da seguinte equação:

$$\tau = \frac{\mu * N}{A_{sup} * L} \quad (45)$$

A Área da superfície lateral é determinada pela seguinte expressão:

$$A_{sup} = 2 * \pi * R_m * L * 17 \quad (46)$$

Dessa forma, sendo:

$$A_{sup} = 0,0001602 \text{ m}^2$$

$$\mu = 0,2$$

O resultado obtido para a tensão de cisalhamento é:

$$\tau = 554478 \text{ MPa}$$

Substituindo-se o valor encontrado da tensão na equação (22), encontra-se o valor da força de arrancamento necessária para soltar o parafuso do bloco de teste:

$$P = \frac{\tau * \pi * (D_e^2 + D_i^2)}{16}$$

$$P = 554478464 \left( \frac{N}{m^2} \right) * \frac{\pi}{16} * \left( (0,007 \text{ (m)})^2 + (0,00512 \text{ (m)})^2 \right)$$

$$P = 8188,71 \text{ (N)}$$

## 4.2 Abordagem Computacional

### 4.2.1 Simulação Computacional para o método de teste para determinar propriedades torcionais de parafusos metálicos de fixação em ossos

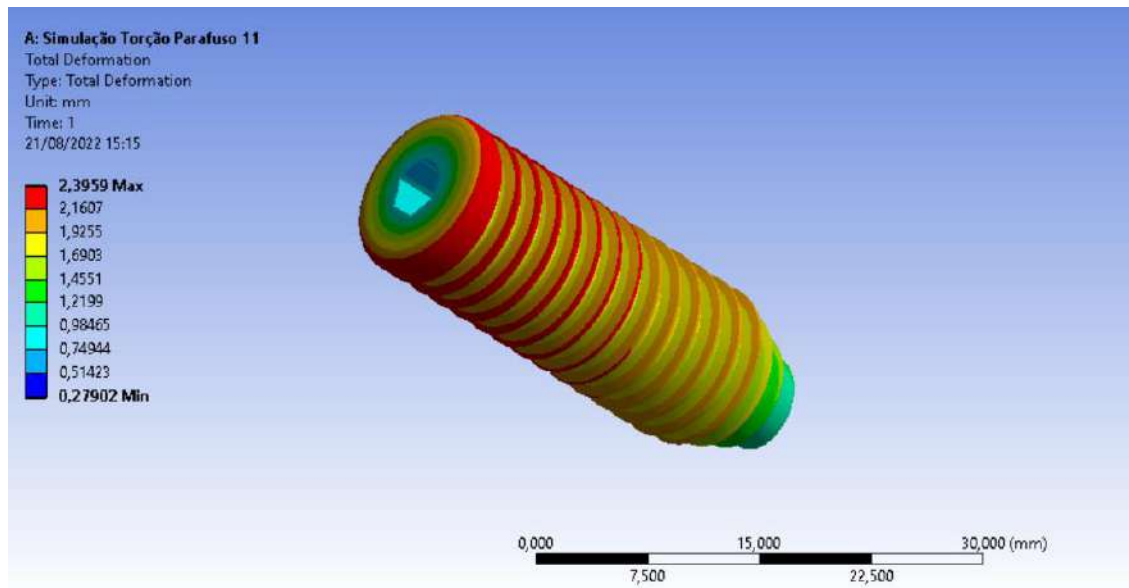
#### 4.2.1.1 Simulação Computacional do torque máximo do parafuso canulado de diâmetro 11 mm

Nesta rotina computacional, os principais parâmetros analisados são: deformação total, deformação direcional ao longo de um eixo radial ( $x$ ) e ao longo do eixo longitudinal ( $z$ ), tensão equivalente de Von-Mises, tensão Normal e tensão de cisalhamento

Os valores de deformação direcional são utilizados para verificar o ângulo de ruptura, ao passo que, os valores de tensão obtidos são comparados com os valores encontrados no cálculo analítico anteriormente.

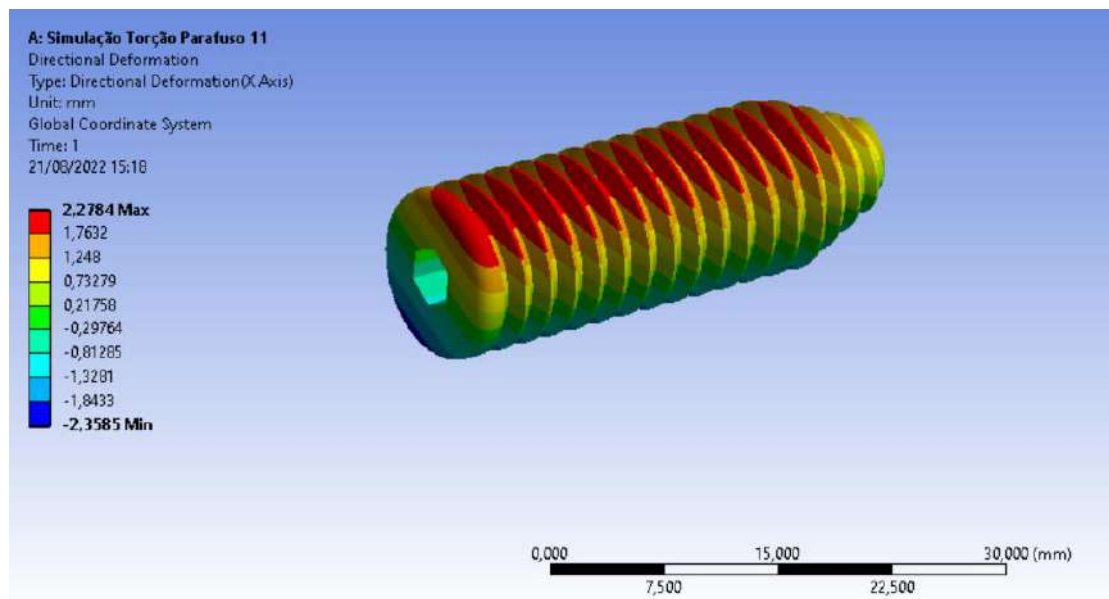
Os resultados desta primeira simulação são apresentados a seguir:

Figura 35: Deformação total do parafuso de 11 mm



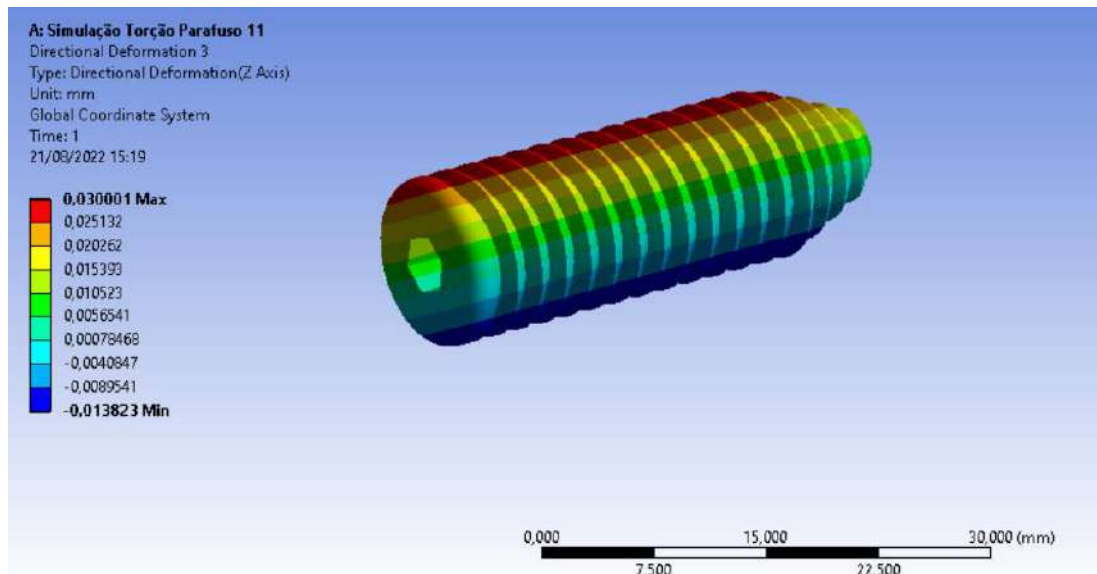
Fonte: Elaboração Própria

Figura 36: Deformação direcional ao longo do eixo  $x$  do parafuso de 11 mm



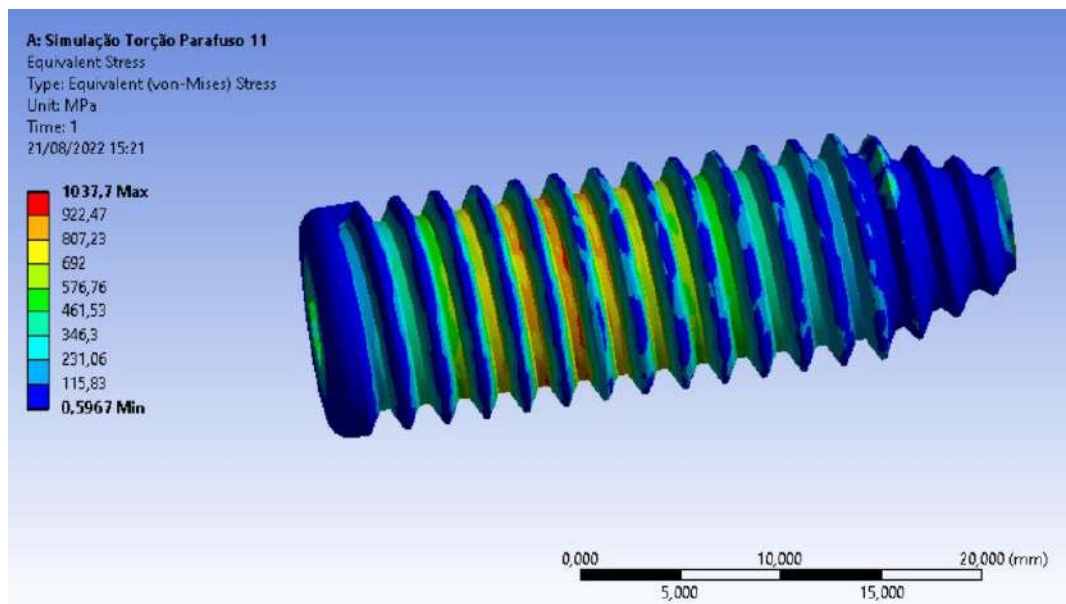
Fonte: Elaboração Própria

Figura 37: Deformação direcional ao longo do eixo z do parafuso de 11 mm



Fonte: Elaboração Própria

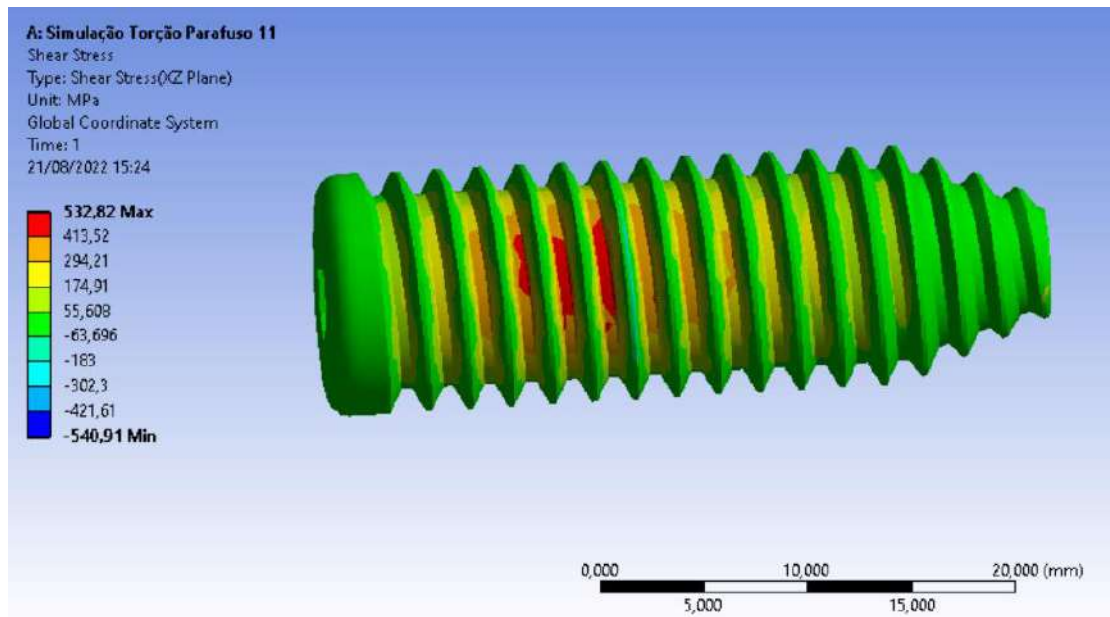
Figura 38: Tensão Equivalente de Von-Mises para Ensaio de Torção do parafuso de 11 mm



Fonte: Elaboração Própria



Figura 39: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torção do parafuso de 11 mm

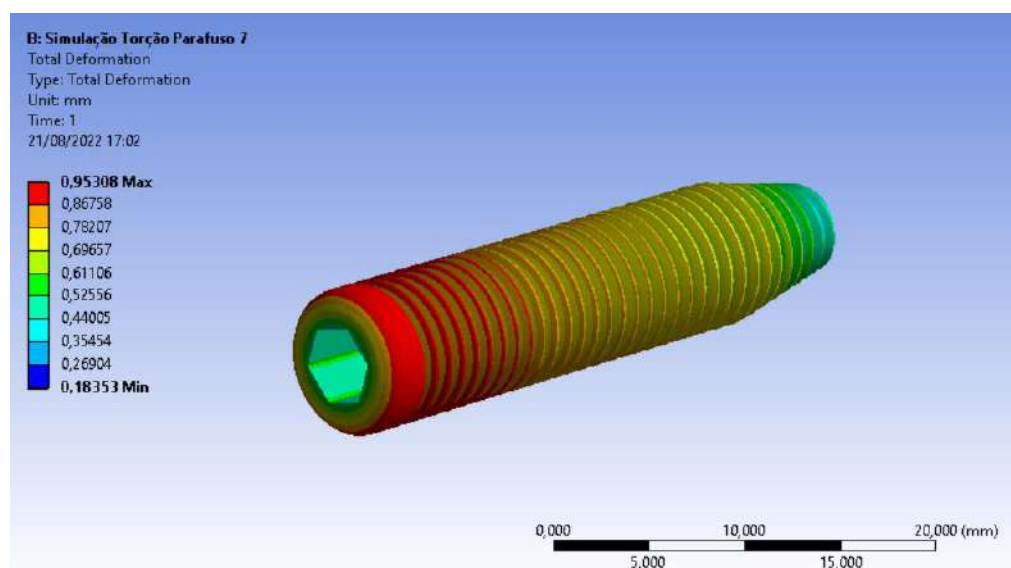


Fonte: Elaboração Própria

#### 4.2.1.2 Simulação Computacional do torque máximo do parafuso canulado de diâmetro 7 mm

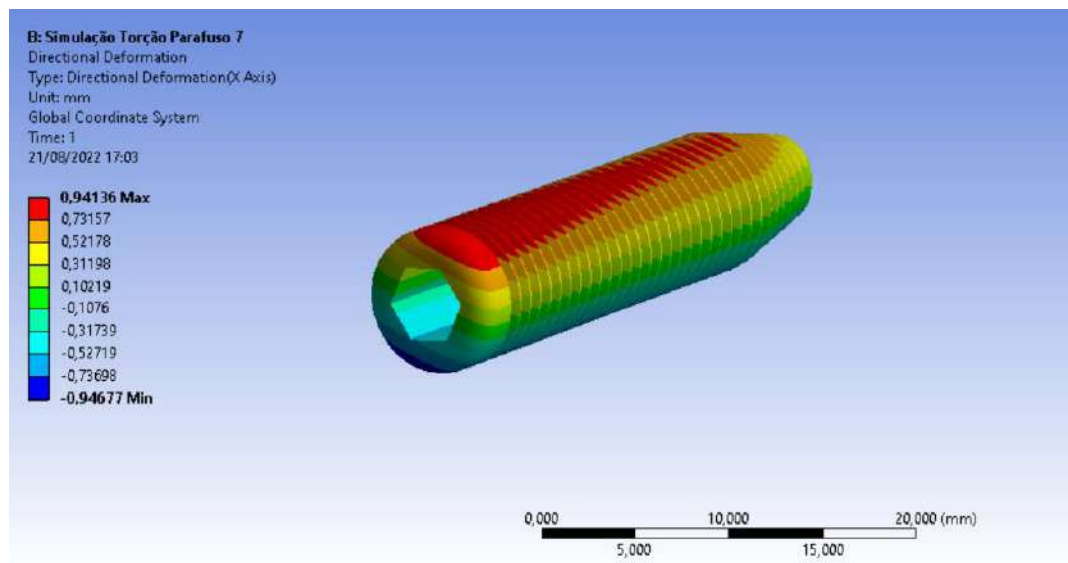
Nesta rotina computacional, os principais parâmetros analisados são: deformação total, deformação direcional ao longo de um eixo radial ( $x$ ) e ao longo do eixo longitudinal ( $z$ ), tensão equivalente de Von-Mises, tensão Normal e tensão de cisalhamento.

Figura 40: Deformação total do parafuso de 7 mm



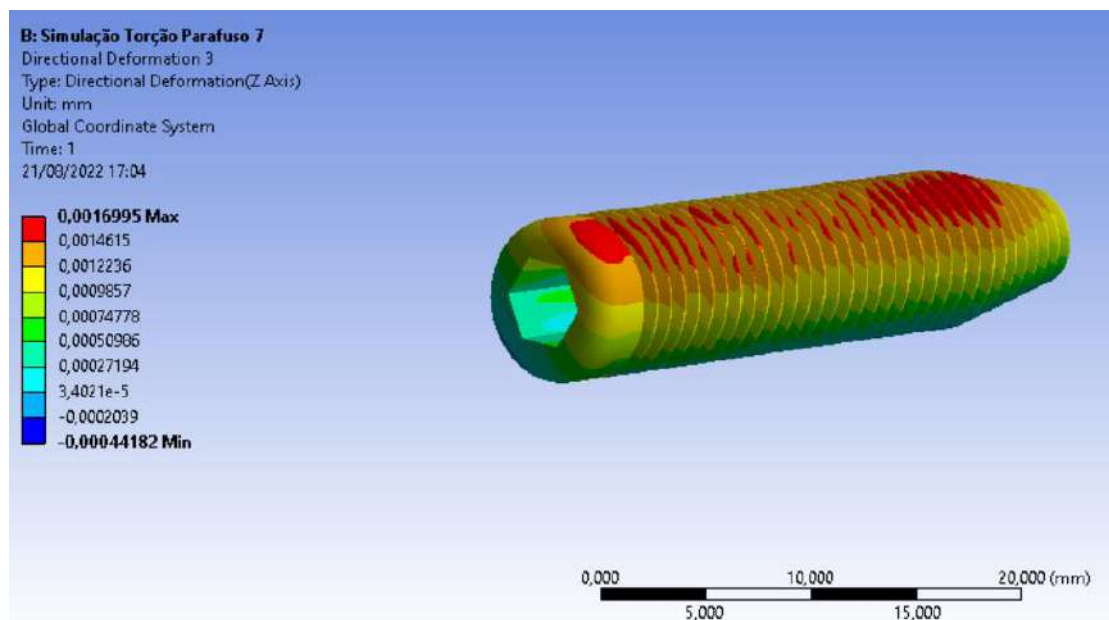
Fonte: Elaboração Própria

Figura 41: Deformação direcional ao longo do eixo  $x$  do parafuso de 7 mm



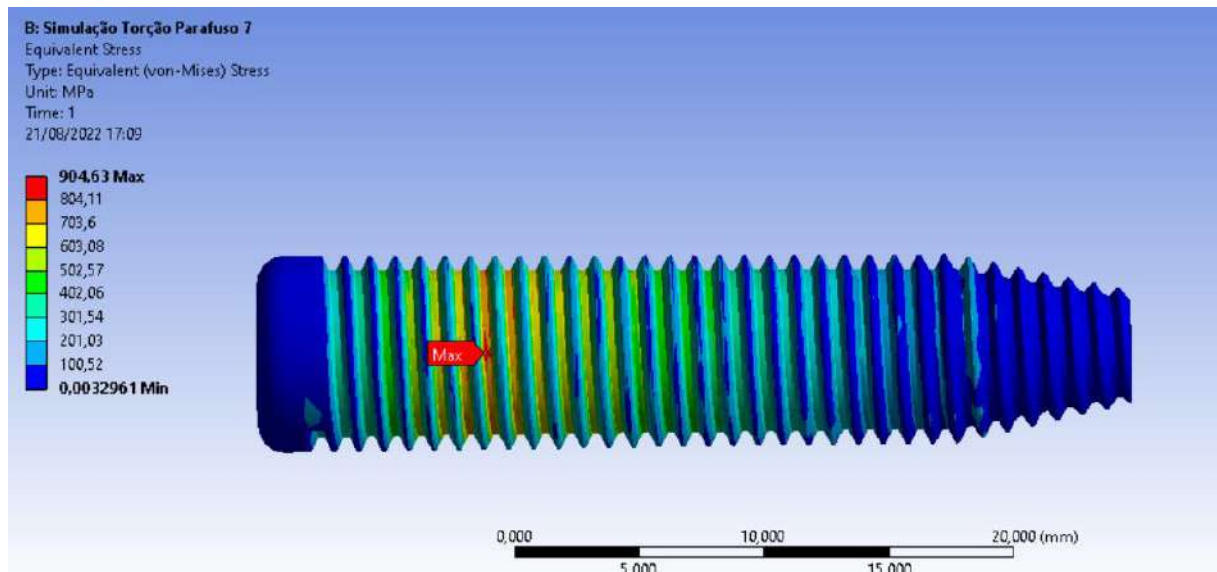
Fonte: Elaboração Própria

Figura 42: Deformação direcional ao longo do eixo  $z$  do parafuso de 7 mm



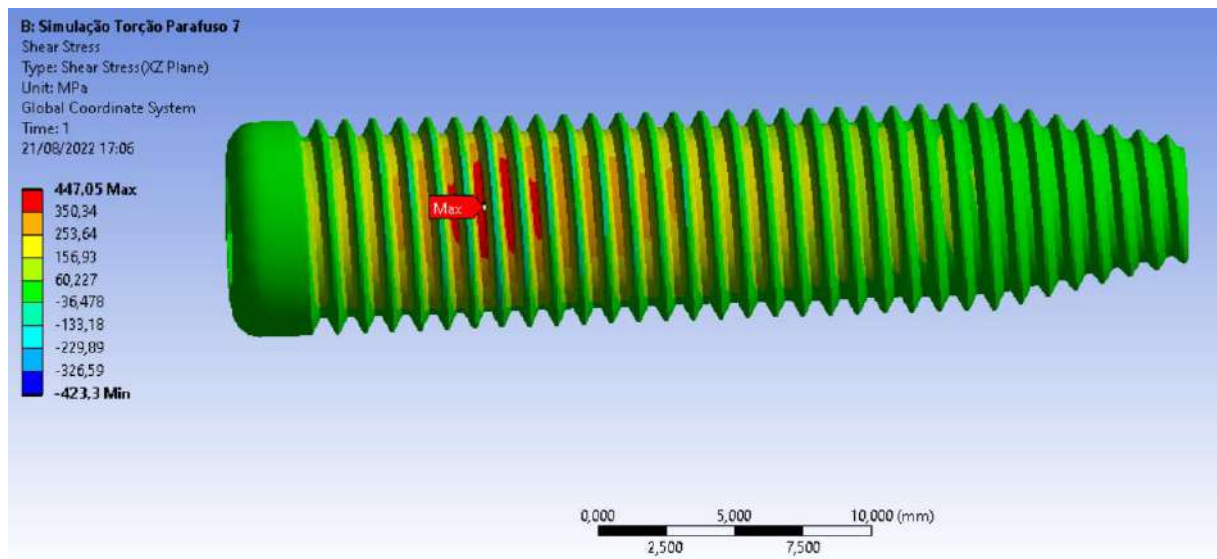
Fonte: Elaboração Própria

Figura 43: Tensão Equivalente de Von-Mises para Ensaio de Torção do parafuso de 7 mm



Fonte: Elaboração Própria

Figura 44: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torção do parafuso de 7 mm

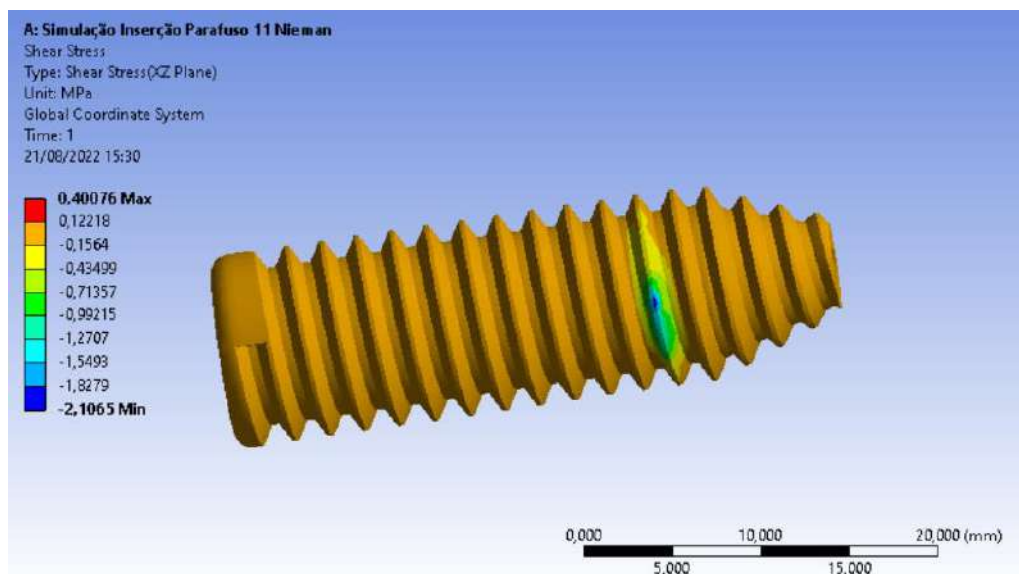


Fonte: Elaboração Própria

#### 4.2.2 Simulação Computacional para o método de teste para determinar Torque de Inserção e Remoção de parafusos metálicos de fixação em ossos

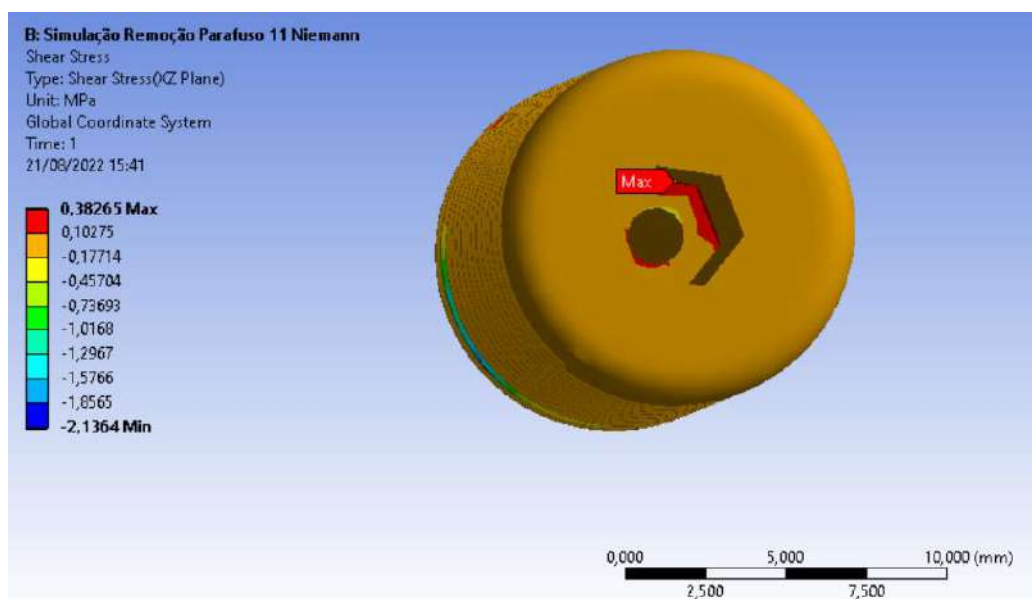
##### 4.2.2.1 Simulação Computacional do Torque inserção e remoção do parafuso canulado de diâmetro 11 mm

Figura 45: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de inserção de 11 mm , segundo NIEMANN



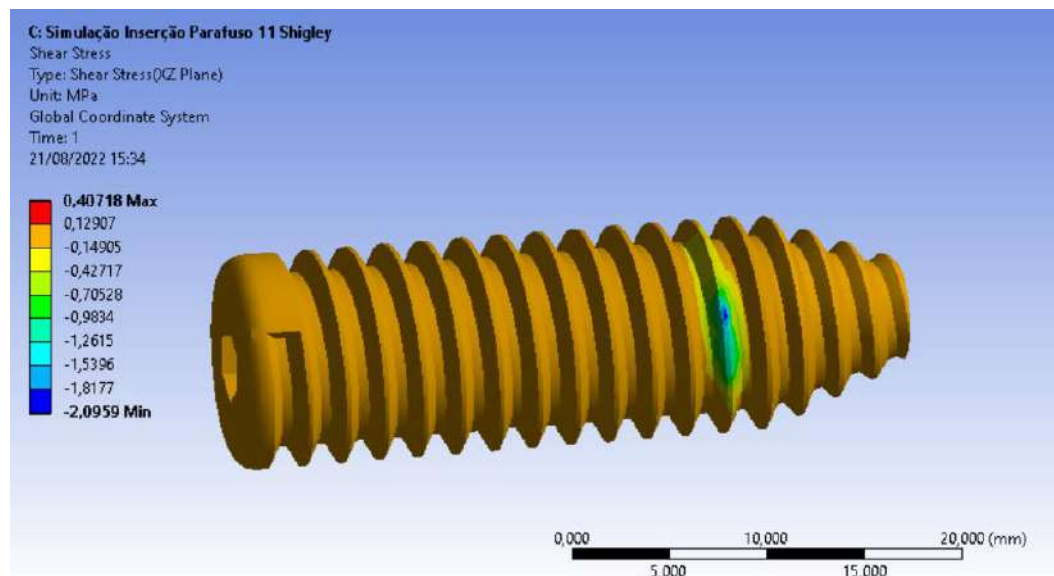
Fonte: Elaboração Própria

Figura 46: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de remoção de 11 mm ,segundo NIEMANN



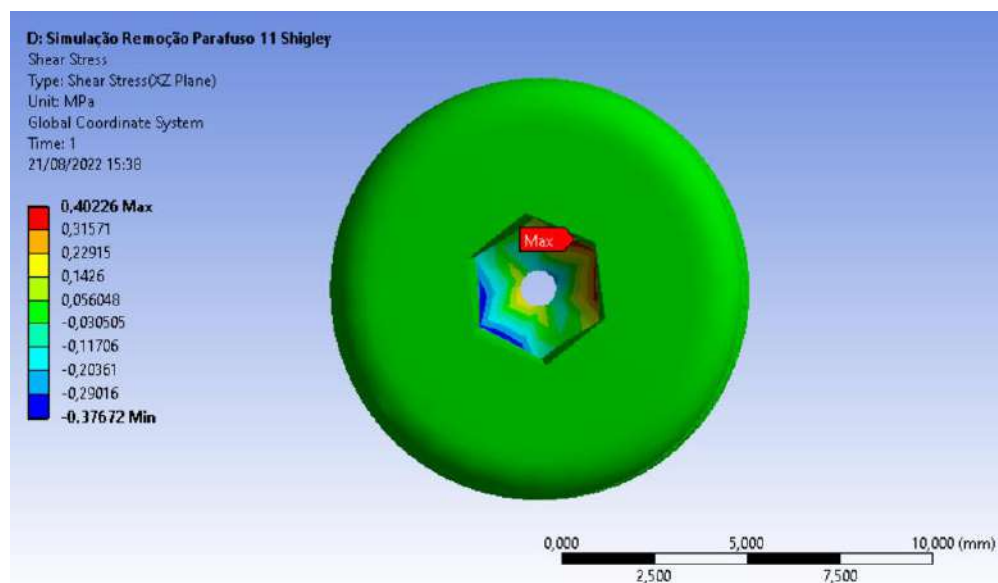
Fonte: Elaboração Própria

Figura 47: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de inserção de 11 mm ,segundo SHIGLEY



Fonte: Elaboração Própria

Figura 48: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de remoção de 11 mm ,segundo SHIGLEY

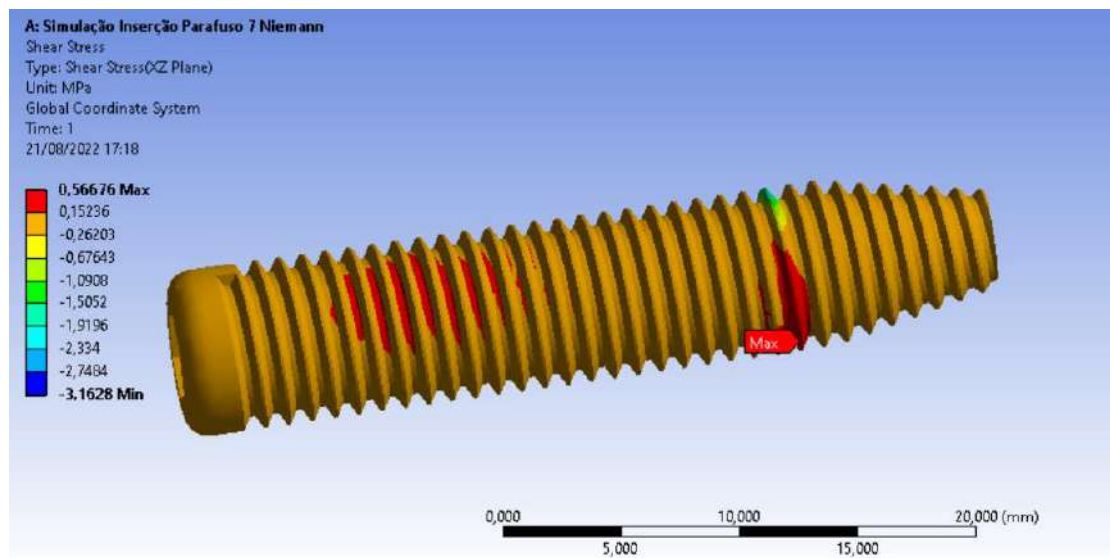


Fonte: Elaboração Própria



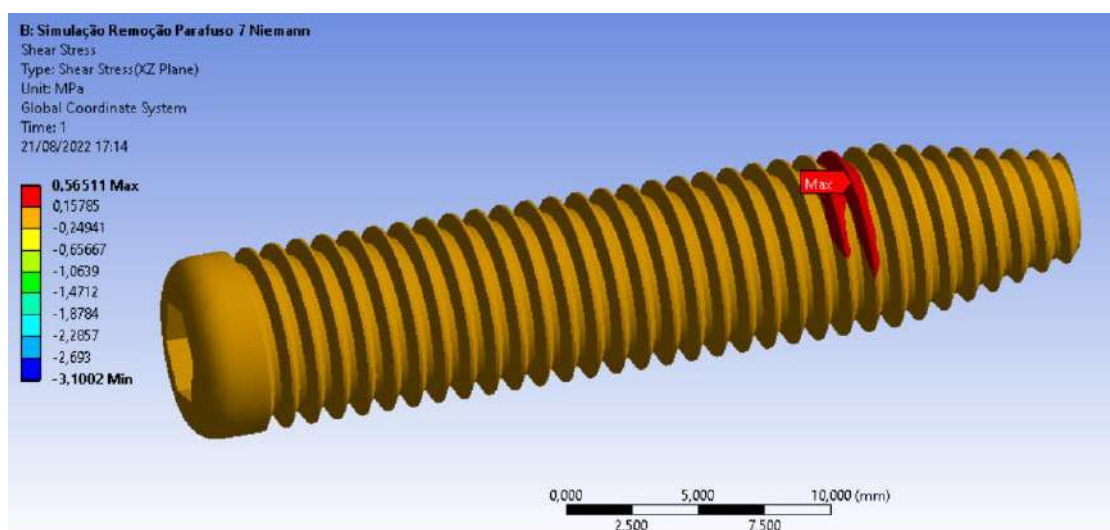
#### 4.2.2.2 Simulação Computacional do Torque inserção e remoção do parafuso canulado de diâmetro 7 mm

Figura 49: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de inserção de 7 mm , segundo NIEMANN



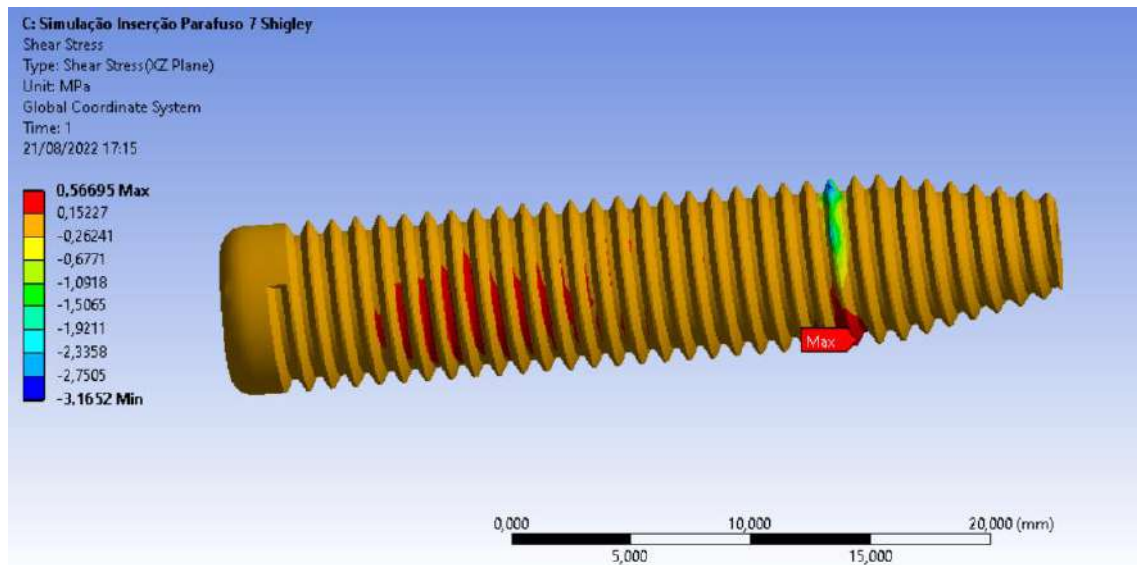
Fonte: Elaboração Própria

Figura 50: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de remoção de 7 mm , segundo NIEMANN



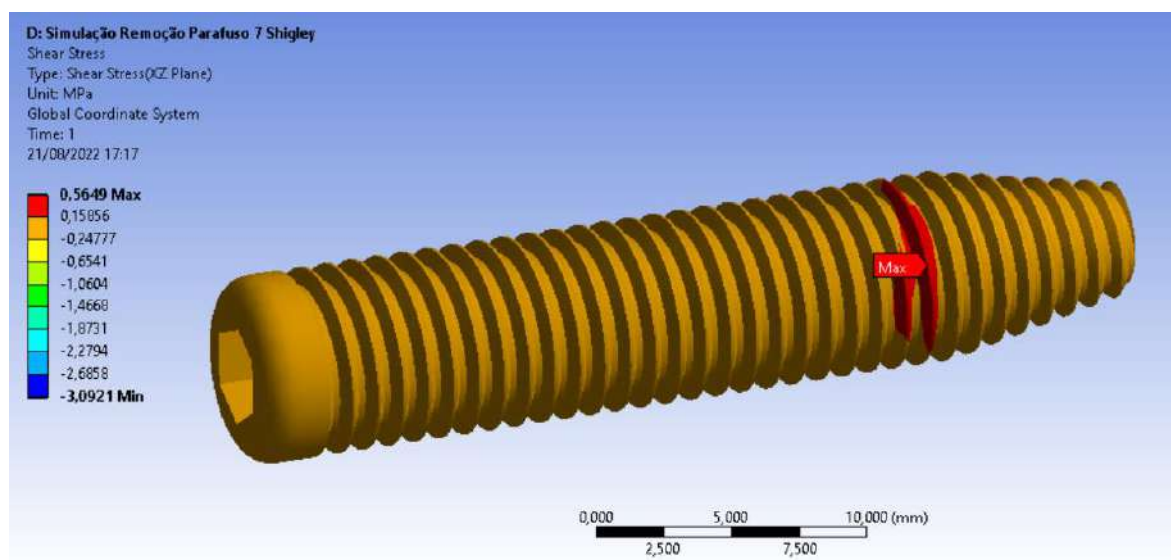
Fonte: Elaboração Própria

Figura 51: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de inserção de 7 mm , segundo SHIGLEY



Fonte: Elaboração Própria

Figura 52: Tensão de Cisalhamento para Ensaio de Torque de remoção de 7 mm , segundo SHIGLEY

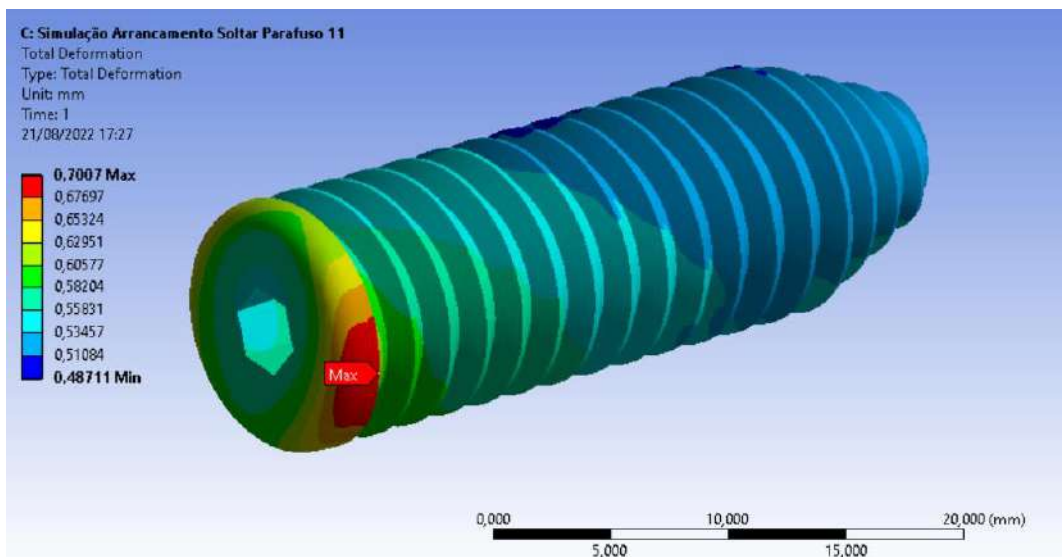


Fonte: Elaboração Própria

### 4.2.3 Simulação Computacional para o método de teste para resistência ao arrancamento axial de parafusos metálicos de fixação em ossos

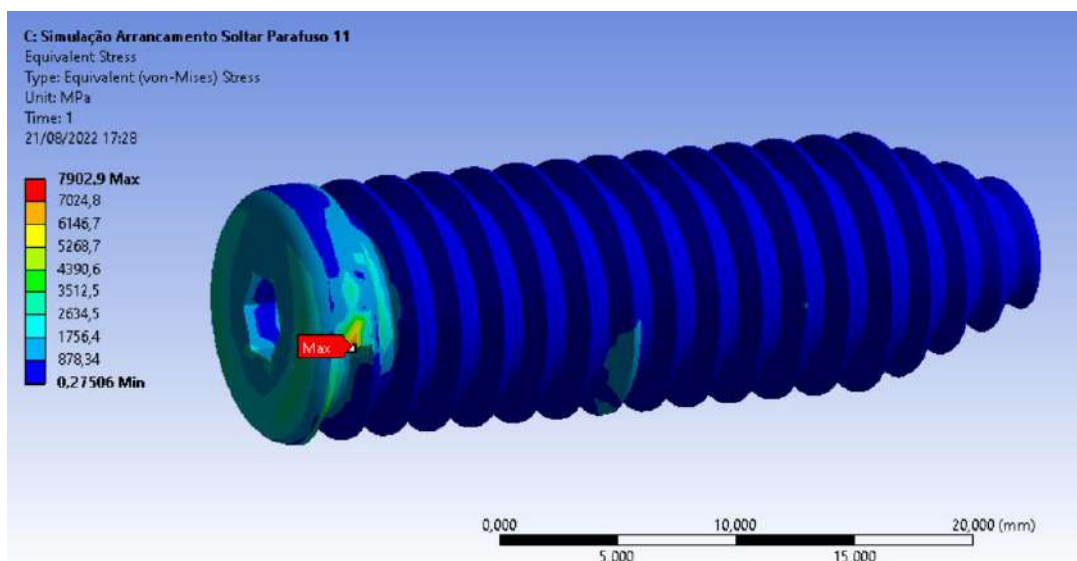
#### 4.2.3.1 Simulação Computacional do Arrancamento Axial do parafuso canulado de diâmetro 11 mm

Figura 53: Deformação Total na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 11 na condição de soltar



Fonte: Elaboração Própria

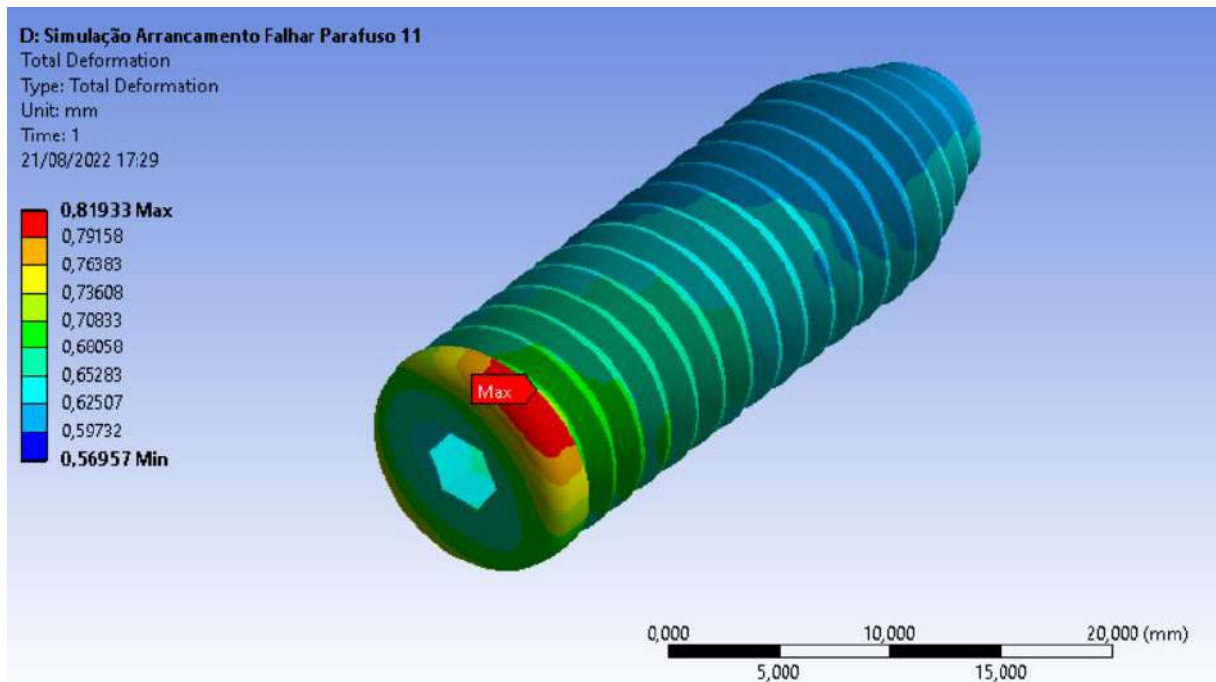
Figura 54: Tensão Equivalente de Von-Mises na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 11 na condição de soltar



Fonte: Elaboração Própria

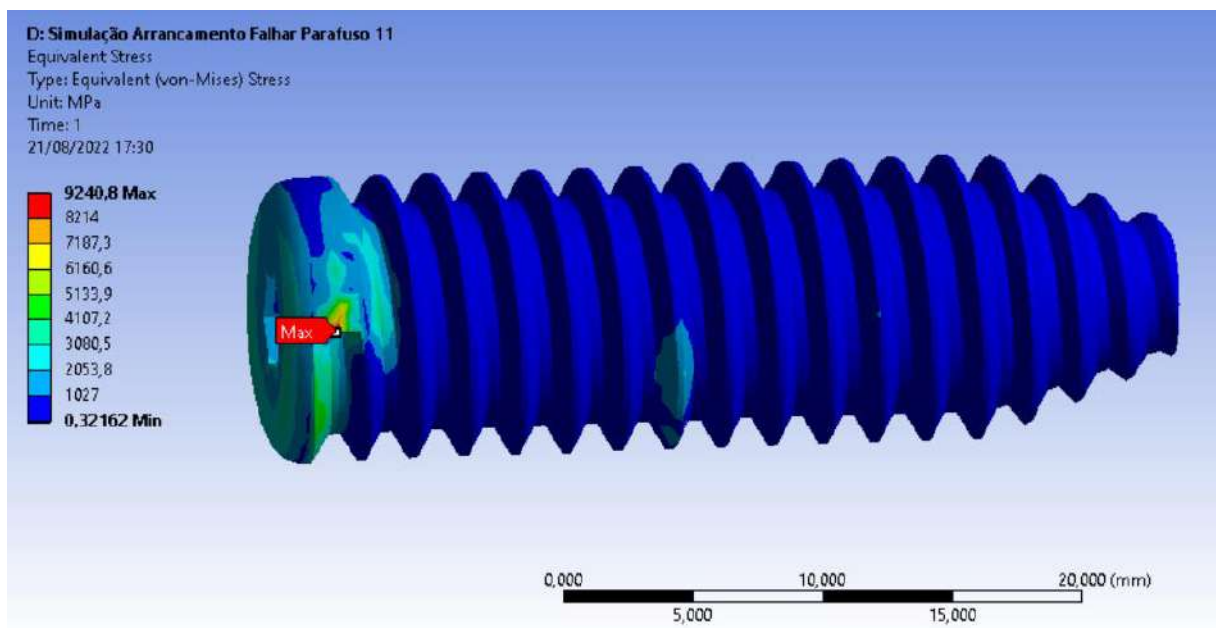


Figura 55: Deformação Total na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 11 na condição de falhar



Fonte: Elaboração Própria

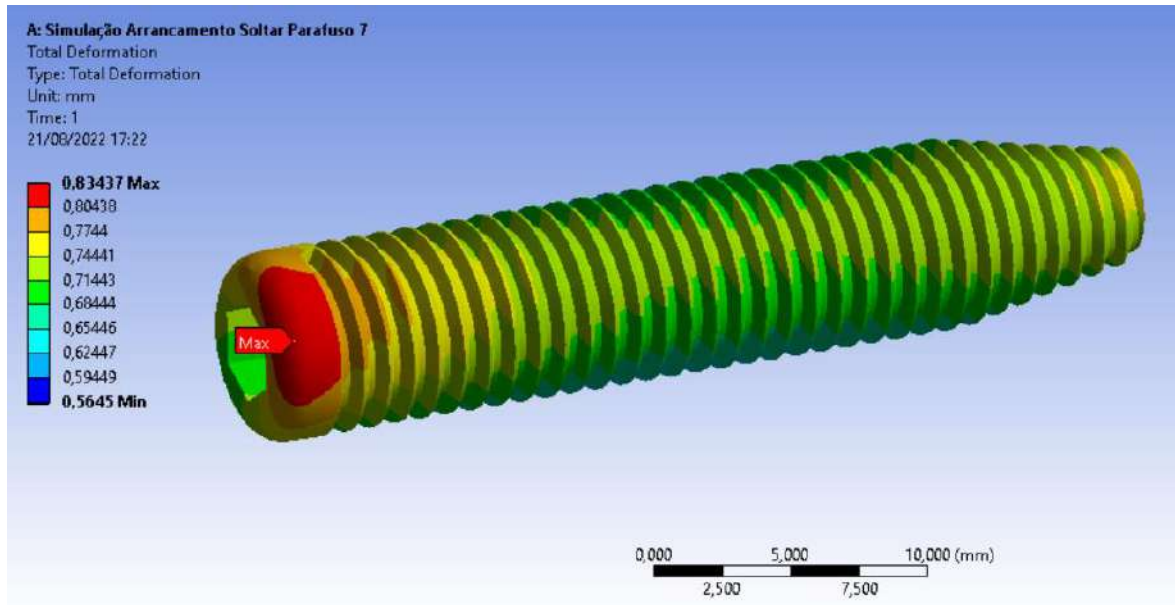
Figura 56: Tensão Equivalente de Von-Mises na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 11 na condição de falhar



Fonte: Elaboração Própria

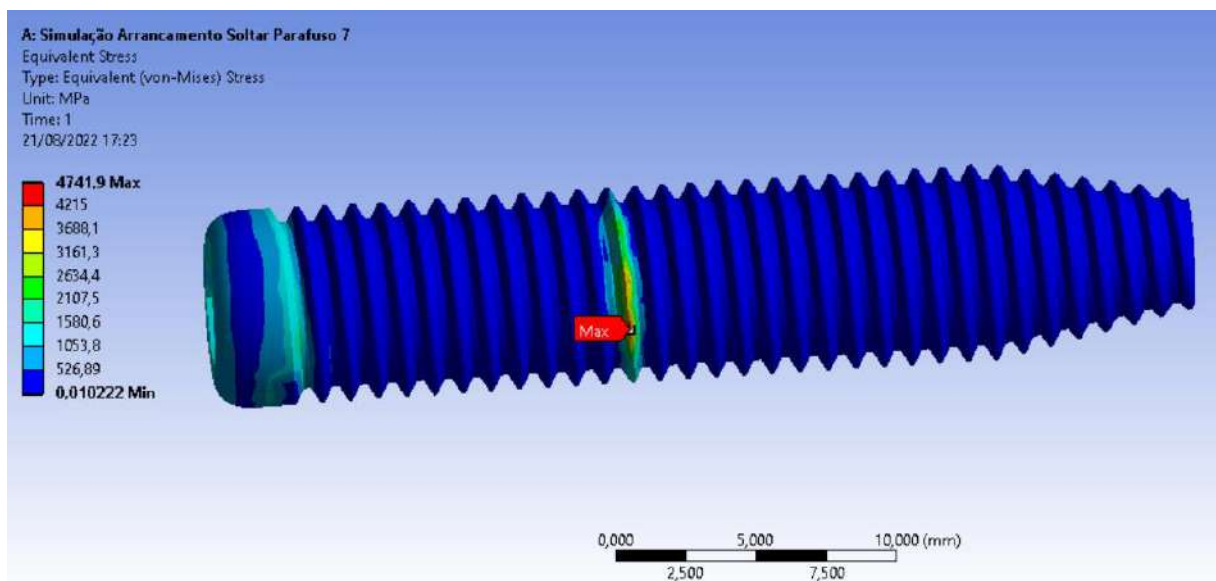
#### 4.2.3.2 Simulação Computacional do Arrancamento Axial do parafuso canulado de diâmetro 7 mm

Figura 57: Deformação Total na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 7 na condição de soltar



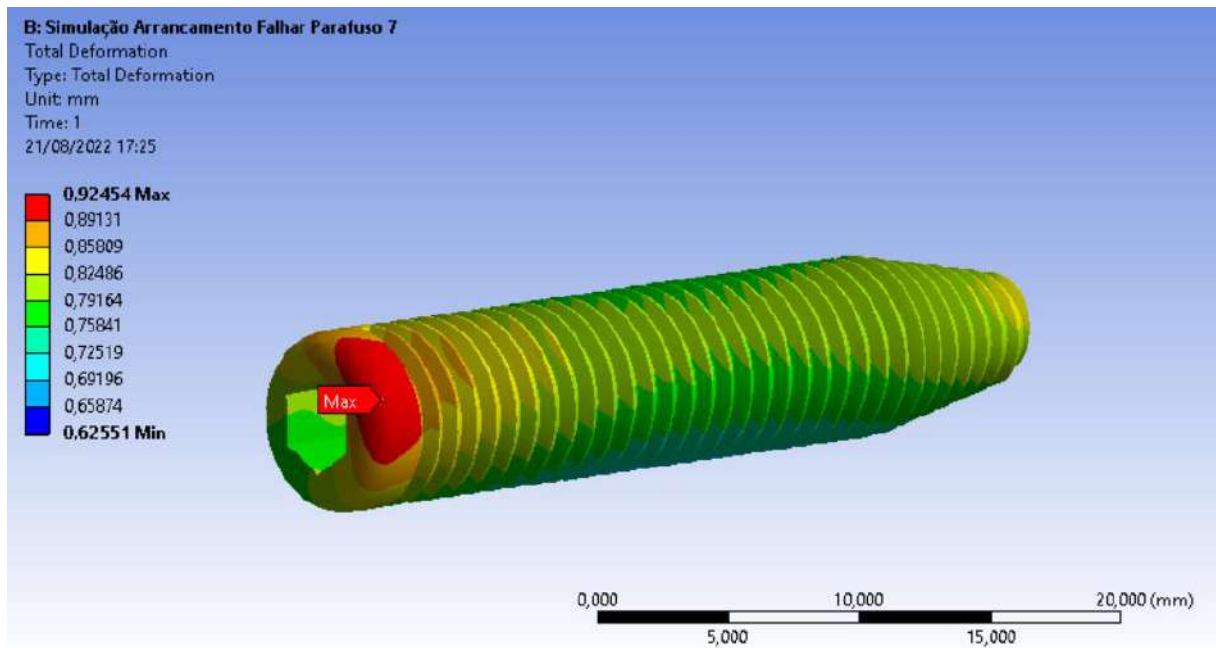
Fonte: Elaboração Própria

Figura 58: Tensão Equivalente de Von-Mises na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 7 na condição de soltar



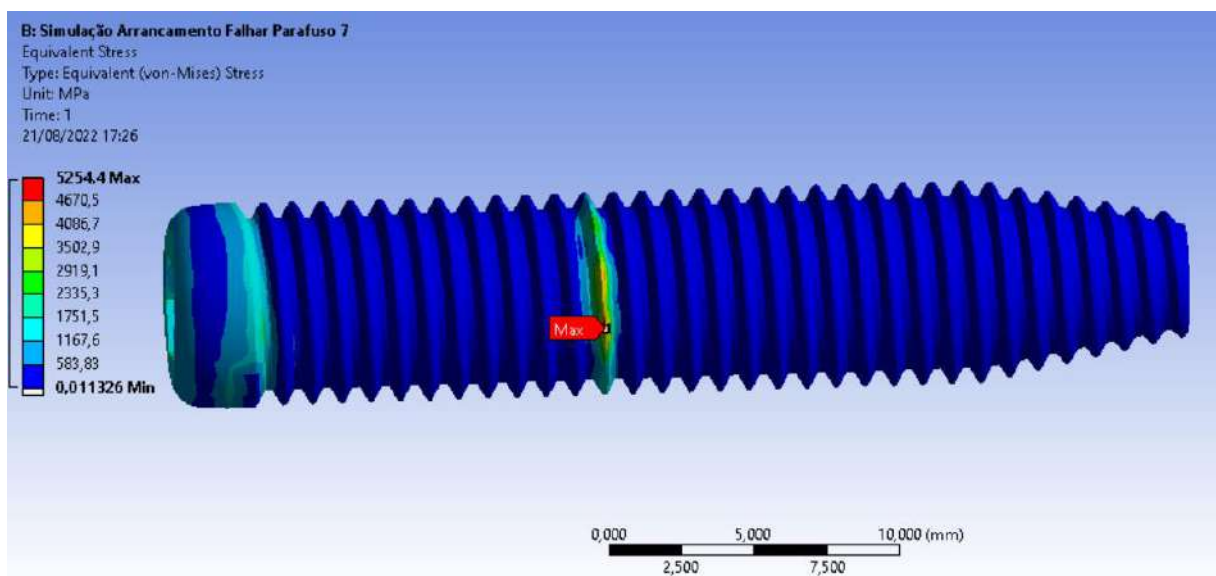
Fonte: Elaboração Própria

Figura 59: Deformação Total na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 7 na condição de falhar



Fonte: Elaboração Própria

Figura 60: Tensão Equivalente de Von-Mises na Simulação de Arrancamento do Parafuso de Diâmetro 7 na condição de falhar



Fonte: Elaboração Própria

### 4.3 Comparação dos Resultados

Para o cálculo do ângulo de ruptura do primeiro ensaio da norma ASTM F543, os dados obtidos na simulação são empregados da seguinte forma, considerando o caso do parafuso canulado de diâmetro externo de 11 mm:

$$\Delta\theta = 360^\circ - \arctan\left(\frac{\text{deformação no eixo } x}{\text{deformação no eixo } z}\right) \quad (47)$$

Os resultados da simulação mostram que:

$$\text{deformação no eixo } x = 2,2784 \text{ mm}$$

$$\text{deformação no eixo } z = 0,03001 \text{ mm}$$

Dessa forma:

$$\Delta\theta = 360^\circ - \arctan(75,92135)$$

$$\Delta\theta = 360^\circ - 89,2453^\circ$$

$$\Delta\theta = 270,75^\circ$$

Para o cálculo do ângulo de ruptura do primeiro ensaio da norma ASTM F543, os dados obtidos na simulação são empregados da seguinte forma, considerando o caso do parafuso canulado de diâmetro externo de 7 mm:

$$\Delta\theta = 360^\circ + \arctan\left(\frac{\text{deformação no eixo } z}{\text{deformação no eixo } x}\right) \quad (48)$$

Os resultados da simulação mostram que:

$$\text{deformação no eixo } z = 0,94136 \text{ mm}$$

$$\text{deformação no eixo } x = 0,0016995 \text{ mm}$$

Dessa forma:

$$\Delta\theta = 360^\circ + \arctan(555,37)$$

$$\Delta\theta = 360^\circ + 89,897^\circ$$

$$\Delta\theta = 449,89^\circ$$

Tabela 3: Comparação dos resultados obtidos para o ângulo de ruptura relativo ao parafuso de diâmetro 11 *mm*

	<b>Método Analítico para o Parafuso de diâmetro 11 <i>mm</i></b>	<b>Método Computacional para o Parafuso de diâmetro 11 <i>mm</i></b>
<b>Ângulo de Ruptura</b>	278,638 °	270,75°

Fonte: Elaboração Própria

Tabela 4: Comparação dos resultados obtidos para o ângulo de ruptura relativo ao parafuso de diâmetro 7 *mm*

	<b>Método Analítico para o Parafuso de diâmetro 7 <i>mm</i></b>	<b>Método Computacional para o Parafuso de diâmetro 7 <i>mm</i></b>
<b>Ângulo de Ruptura</b>	422,12°	449,89°

Fonte: Elaboração Própria

Tabela 5: Comparação dos Resultados obtidos para as propriedades torcionais relativas ao Parafuso de Diâmetro 11 *mm*

	Método Analítico para o Parafuso de diâmetro 11 <i>mm</i>	Método Computacional para o Parafuso de diâmetro 11 <i>mm</i>
Deformação Axial Máxima	0,02990 <i>mm</i>	0,030001 <i>mm</i>
Resistência ao Escoamento Torcional	38,57 <i>N.m</i>	38,57 <i>N.m</i>
Tensão de Cisalhamento Máxima	387,47 <i>MPa</i>	532,82 <i>MPa</i>

Fonte: Elaboração Própria

Tabela 6: Comparação dos Resultados obtidos para as propriedades torcionais relativas ao Parafuso de Diâmetro 7 mm

	<b>Método Analítico para o Parafuso de diâmetro 7 mm</b>	<b>Método Computacional para o Parafuso de diâmetro 7 mm</b>
<b>Deformação Axial Máxima</b>	0,012668 mm	0,0016995 mm
<b>Resistência ao Escoamento Torcional</b>	25,845 N.m	25,845 N.m
<b>Tensão de Cisalhamento Máxima</b>	387,47 MPa	447,05MPa

Fonte: Elaboração Própria

Os resultados apresentados nas Tabelas 5 e 6 destacam uma característica peculiar no tocante a comparação dos valores da deformação total.

O método de cálculo da deformação total para o caso analítico segue a formulação da Lei de Hooke no regime elástico do material. Por meio da equação 35 proposta por SHIGLEY:

$$T_R = F * \frac{d_M}{2} * \left( \frac{l + \pi * f * d_M}{\pi * d_M - f * l} \right) \quad (35)$$

É possível determinar a parcela de carga axial resultante do momento torçor.

Em conjunto a isso, emprega-se a seguinte equação para o cálculo da deformação longitudinal do parafuso:

$$u = \Delta L = \frac{F * L}{E * A} \quad (49)$$

Segundo CODA, é uma equação válida para calcular deslocamentos em estruturas isostáticas como barras simples e que foi representada no caso do parafuso por meio de uma correção na área da secção transversal. Esse novo valor da Área corresponde a secção transversal oca do trecho longitudinal do parafuso. O diâmetro de furação do furo para a formação do trecho canulado é  $D_f = 2 \text{ mm}$

$$A_s = \frac{\pi * (D_e^2 - D_f^2)}{4} \quad (50)$$

Para o parafuso de diâmetro externo de  $11 \text{ mm}$ :

$$A_s = 91,89 \text{ mm}^2$$

$$F = 13052 \text{ N}$$

$$E = 114 \text{ GPa}$$

$$l = 12 \text{ mm}$$

Então a deformação resultante máxima no trecho elástico é dada por:

$$\Delta L = \frac{13052 \text{ (N)} * 12 \text{ (mm)}}{114 \text{ (GPa)} * 91,89 \text{ (mm}^2\text{)}} = 0,02990 \text{ mm}$$

Para o parafuso de diâmetro externo de  $7 \text{ mm}$ :

$$A_s = 35,343 \text{ mm}^2$$

$$F = 8424 \text{ N}$$

$$E = 114 \text{ GPa}$$

$$l = 6 \text{ mm}$$

Então a deformação resultante máxima no trecho elástico é dada por:

$$\Delta L = \frac{8424 \text{ (N)} * 6 \text{ (mm)}}{114 \text{ (GPa)} * 35,343 \text{ (mm}^2\text{)}} = 0,012668 \text{ mm}$$



Algumas considerações sobre os cálculos anteriores:

O comprimento  $l$  empregado nessa fórmula corresponde ao comprimento do trecho alongado, que varia de geometria para geometria e tem como referência a soma das parcelas de trecho liso de cada parafuso.

Então para o parafuso de diâmetro 11  $mm$ , o cálculo desse trecho  $l$  foi feito da seguinte forma:

$$l = 12 * 0,50 + 12 * (0,25 + 0,25) = 12 \text{ mm}$$

Em que:

- O número 12 representa a quantidade de passos no trecho horizontal do parafuso, sem considerar a parte com flexão.
- O valor de 0,5 corresponde ao comprimento longitudinal do trecho unitário liso relativo ao diâmetro do núcleo da haste.
- O valor de 0,25 corresponde ao comprimento unitário do trecho da rosca, que é a base de um triângulo, que por simetria do trapézio, aparece 2 vezes e também é alongado.

Então para o parafuso de diâmetro 7  $mm$ , o cálculo desse trecho  $l$  foi feito da seguinte forma:

$$l = 24 * 0,25 = 6 \text{ mm}$$

Em que:

- O número 24 representa a quantidade de passos no trecho horizontal do parafuso, sem considerar a parte com flexão.
- O valor de 0,25 corresponde ao comprimento longitudinal do trecho unitário liso relativo ao diâmetro do núcleo da haste.
- Nesse caso, como as dimensões são menores, o alongamento da rosca é desprezado, por ser muito inferior quando comparado com o trecho da haste.

Em geral, conforme observado mais claramente no caso do parafuso de diâmetro externo de 7  $mm$ , o valor calculado pelo método analítico para a deformação longitudinal é superior ao valor calculado pelo método computacional.

O motivo dessa diferença de valores reside no fato que as roscas contribuem para travar o parafuso no bloco de teste e, em razão do atrito, fixa o parafuso, dificultando sua mobilidade e reduzindo seu deslocamento. Por isso, a deformação calculada é inferior.

No cálculo analítico, são adotadas hipóteses simplificadoras, que por sua vez, reduzem a precisão do resultado, mas tem como objetivo fornecer um panorama da situação em análise. Observa-se que os valores estão em mesma ordem de grandeza ou em ordens de grandeza próximas, o que justifica o procedimento do cálculo analítico.

Tabela 7: Comparação dos Resultados obtidos para os Torques de Inserção relativas ao Parafuso de Diâmetro 11 *mm*

	<b>Método Analítico Segundo NIEMANN para o Parafuso de diâmetro 11 <i>mm</i></b>	<b>Método Analítico Segundo SHIGLEY para o Parafuso de diâmetro 11 <i>mm</i></b>
<b>Torque de Inserção</b>	0,010903 <i>N.m</i>	0,01650 <i>N.m</i>
<b>Deformação Total Máxima</b>	0,0012409 <i>mm</i>	0,0012963 <i>mm</i>
<b>Tensão Equivalente de von-Mises Máxima</b>	3,9025 <i>MPa</i>	3,976 <i>MPa</i>

Fonte: Elaboração Própria

Tabela 8: Comparação dos Resultados obtidos para os Torques de Remoção relativas ao Parafuso de Diâmetro 11 *mm*

	<b>Método Analítico Segundo NIEMANN para o Parafuso de diâmetro 11 <i>mm</i></b>	<b>Método Analítico Segundo SHIGLEY para o Parafuso de diâmetro 11 <i>mm</i></b>
<b>Torque de Remoção</b>	$-0,004879 \text{ N.m}$	$0,009003 \text{ N.m}$
<b>Deformação Total Máxima</b>	$0,0012132 \text{ mm}$	$0,000016412 \text{ mm}$
<b>Tensão Equivalente de von-Mises Máxima</b>	$3,8653 \text{ MPa}$	$1,5705 \text{ MPa}$

Fonte: Elaboração Própria

Tabela 9: Comparação dos Resultados obtidos para os Torques de Inserção relativas ao Parafuso de Diâmetro 7 mm

	<b>Método Analítico Segundo NIEMANN para o Parafuso de diâmetro 7 mm</b>	<b>Método Analítico Segundo SHIGLEY para o Parafuso de diâmetro 7 mm</b>
<b>Torque de Inserção</b>	0,009364 N.m	0,009701 N.m
<b>Deformação Total Máxima</b>	0,0014392 mm	0,0014475 mm
<b>Tensão Equivalente de von-Mises Máxima</b>	7,0912 MPa	7,1067 MPa

Fonte: Elaboração Própria

Tabela 10: Comparação dos Resultados obtidos para os Torques de Remoção relativas ao Parafuso de Diâmetro 7 *mm*

	<b>Método Analítico Segundo NIEMANN para o Parafuso de diâmetro 7 <i>mm</i></b>	<b>Método Analítico Segundo SHIGLEY para o Parafuso de diâmetro 7 <i>mm</i></b>
<b>Torque de Remoção</b>	-0,004191 <i>N.m</i>	0,005952 <i>N.m</i>
<b>Deformação Total Máxima</b>	0,0013488 <i>mm</i>	0,0013826 <i>mm</i>
<b>Tensão Equivalente de von-Mises Máxima</b>	6,7195 <i>MPa</i>	6,6983 <i>MPa</i>

Fonte: Elaboração Própria

Tabela 11: Comparação dos resultados obtidos para arrancamento axial do parafuso de Diâmetro 11 *mm*

	Condição de perda de contato no arrancamento	Condição de falha no arrancamento
Deformação total máxima (Simulação Computacional)	0,7007 <i>mm</i>	0,81933
Tensão equivalente de von- Mises Máxima (Simulação Computacional)	7902,9 <i>MPa</i>	9240,8 <i>MPa</i>
Força Requerida (Cálculo Analítico)	24927,27 <i>N</i>	21318,34 <i>N</i>

Fonte: Elaboração Própria

Tabela 12: Comparação dos resultados obtidos para arrancamento axial do parafuso de Diâmetro 7 mm

	<b>Condição de perda de contato no arrancamento</b>	<b>Condição de falha no arrancamento</b>
<b>Deformação total máxima</b> <b>(Simulação Computacional)</b>	0,83437 mm	0,92454
<b>Tensão equivalente de von-Mises Máxima</b> <b>(Simulação Computacional)</b>	4741,9 MPa	5254,4 MPa
<b>Força Requerida</b> <b>(Cálculo Analítico)</b>	9074,32 N	8188,71 N

Fonte: Elaboração Própria

Um ponto importante a ser destacado é que os máximos valores atingidos pela tensão equivalente de von-Mises são apenas em pequenos trechos pontuais do parafuso de fixação, em regiões em contato com a chave hexagonal ou na região de contato com a interface entre bucha de furação e bloco de teste.

Em geral, os métodos de NIEMANN e SHIGLEY apresentaram resultados concordantes entre si com valores satisfatoriamente próximos nos ensaios da norma ASTM F543 -17.

## 5 Conclusões

Este projeto de conclusão de curso permitiu consolidar conhecimentos de diferentes áreas da engenharia mecânica oferecido no curso da Escola de Engenharia de São Carlos. A elaboração deste trabalho envolveu o projeto dos parafusos e dos componentes de fixação associados à montagem no ambiente do SolidWorks, exigindo conhecimentos de Desenho Técnico Mecânico. Além disso, os cálculos analíticos de parafusos e seu dimensionamento apropriada tiveram como base as ferramentas desenvolvidas ao longo dos cursos de Elementos de Máquinas.

Mas também, a abordagem computacional foi fundamentada nos conhecimentos da disciplina de Projeto Assistido por Computador, em que foi trabalhado com o software ANSYS em diversos cenários de simulação computacional. O escopo de aplicação destes parafusos reside em aplicações da engenharia biomédica e, portanto, dialoga com áreas em crescente desenvolvimento nas linhas de pesquisas orientadas a parafusos de fixação ortopédicos.

Ao longo deste projeto, foi possível visualizar um ciclo de projeto para elementos de fixação mecânicos, a iniciar pelos primeiros rascunhos até a definição do modelo geométrico adequado. A simulação computacional permitiu refinar os resultados com técnicas de otimização inerentes ao software, de forma que os valores calculados foram consistentes e precisos. Por outro lado, as hipóteses simplificadoras adotadas na abordagem analítica foram de suma importância para desenrolar um roteiro concreto de cálculo.

Ressalta-se o caráter inovador desta linha temática no cenário brasileiro, onde há aplicações potenciais promissoras para auxiliar na qualidade de vida dos pacientes. O procedimento seguido neste projeto foi desenvolvido para analisar os parafusos de liga de titânio vanádio segundo a norma ASTM F543, porém ele reside em fundamentos consolidados de elementos de máquinas e simulação por elementos finitos. Desse modo, seu roteiro de análise serve como base para aplicações em novos estudos de outras normas ou ensaios futuramente.

Portanto, espera-se que este trabalho contribua com a construção de novos conhecimentos na interface entre engenharia mecânica e engenharia biomédica, auxiliando na introdução de técnicas cirúrgicas adequadas para tratar diversos casos de fraturas e rompimentos de ligamentos, principalmente na região do joelho.



## REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM F543-17**: Standard Specification and Test Methods for Metallic Medical Bone Screws, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States. ASTM, 2017.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS **ASTM F1839-08 (2021)**: Standard Specification for Rigid Polyurethane Foam for Use as a Standard Material for Testing Orthopaedic Devices and Instruments, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States. ASTM, 2021.

ANSYS Inc. **ANSYS Workbench**: ANSYS Mechanical, Canonsburg, Pennsylvania, United States.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 15675-1**: implantes para ortopedia – Parafusos ósseos metálicos, parte 1: requisitos. São Paulo: ABNT, 2017.

BEER, F. P. **Mecânica dos Materiais**, 5ª Edição McGrawHill.

BUDYNAS, R. G; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto em Engenharia Mecânica**, Capítulo 8, p. 421- 469, 8ª edição, McGraw-Hill, 2011.

CALLISTER, W.D. **Ciência e Engenharia dos Materiais: Uma Introdução**. 8ª edição, Editora LTC, 2012.

CODA, H. B. **Mecânica dos Sólidos Volume I**, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

COPPEDÊ, A.R. **Estudo mecânico da conexão implante/abutment utilizando parafusos convencionais e parafusos experimentais cone morse**. 2011. Tese (Doutorado em Reabilitação Oral) – Faculdade de Odontologia de Ribeirão Preto, Universidade de São Paulo, Ribeirão Preto, 2011.

DASSAULT SYSTÈMES. **SOLIDWORKS Student Edition 2022**, Vélizy-Villacoublay, França.

DEL MONTE, F.F. **Desenvolvimento de elementos de fixação (âncoras de suturas) em materiais biocompatíveis através de processo de Manufatura Aditiva**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.

GRABCAD Library, Vise.

Disponível em: [https://grabcad.com/library?page=1&time=all\\_time&sort=recent&query=vise](https://grabcad.com/library?page=1&time=all_time&sort=recent&query=vise)  
Acesso em 10 de Agosto de 2022.

HIBBELER, R.C. **Resistência dos Materiais**. 5ª edição. Editora Pearson, 2006.

LIU, S. *et al.* **Effect of bone material properties on effective region in screw-bone model: an experimental and finite element study**. BioMedical Engineering OnLine 2014 13:83.

MATWEB, Material Property Data. Titanium  $Ti - 6Al - 4V$  alloy (Grade 5), Annealed Bar. Disponível em:

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=10d463eb3d3d4ff48fc57e0ad1037434&ckck=1>. Acesso em 5 de Agosto de 2022.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas Volume 1**, 14ª reimpressão, Capítulo 3, p.34-58 e Capítulo 10, p.161-178, Editora Blucher, 2016.

NORTON, R.L. **Projeto de Máquinas, uma abordagem integrada**, 4ª edição, Capítulo 15, p.859 – 889, Bookman, 2013.

OKAZAKI, Y. *et al.* **Mechanical Performance of Metallic Bone Screws Evaluated Using Bone Models**. MDPI Journal, Materials 2020. Department of Life Science and Biotechnology, National Institute of Advanced Industrial Science and Technology, 1-1 Higashi 1-chome, Tsukuba, Ibaraki 305-8566, Japan, 2020.

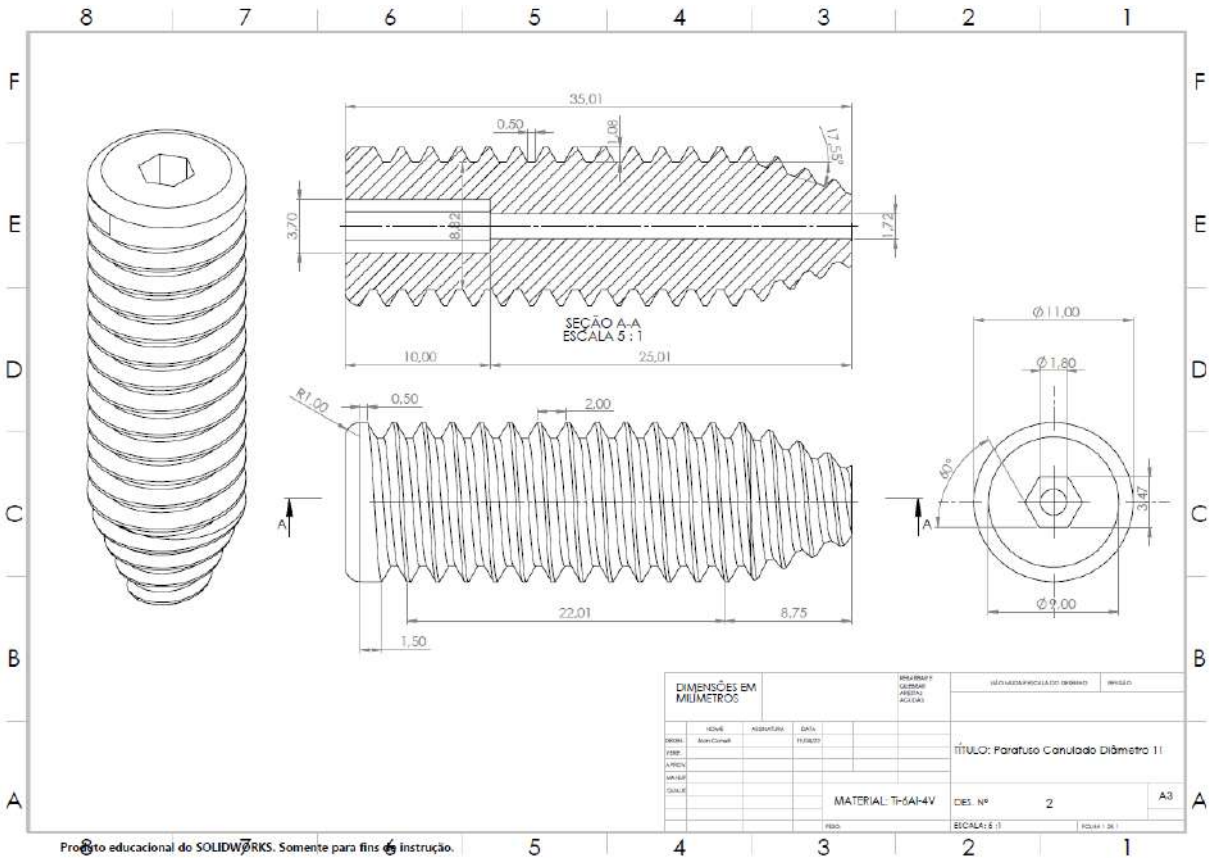
ROSA, R.C. **Influência do preparo do orifício piloto e da frequência de colocação do implante no seu torque de inserção e resistência ao arrancamento**. 2007. Dissertação (Mestrado em Ciências Médicas) – Faculdade de Medicina de Ribeirão Preto, Universidade de São Paulo, Ribeirão Preto, 2007.

SILVA, C.J. **Resistência inicial à remoção, por tração axial, de parafusos de titânio, de 2 mm de diâmetro, inseridos bicorticalmente em tíbias de coelhos**. 1998. Tese (Doutorado em Clínica Odontológica – Área de Cirurgia Buco – Maxilo – Facial) – Faculdade de Odontologia de Piracicaba, Universidade Estadual de Campinas, Piracicaba, 1998.

VENDRAME, J.R.B. **Ensaio Mecânicos e estudo histológico da interface de implantes vertebrais**. 2006. Tese (Doutorado em Medicina, Área de concentração: ortopedia e traumatologia) – Faculdade de Medicina de Ribeirão Preto, Universidade de São Paulo, Ribeirão Preto, 2006



Figura 62: Desenho do Parafuso canulado de diâmetro 11 mm

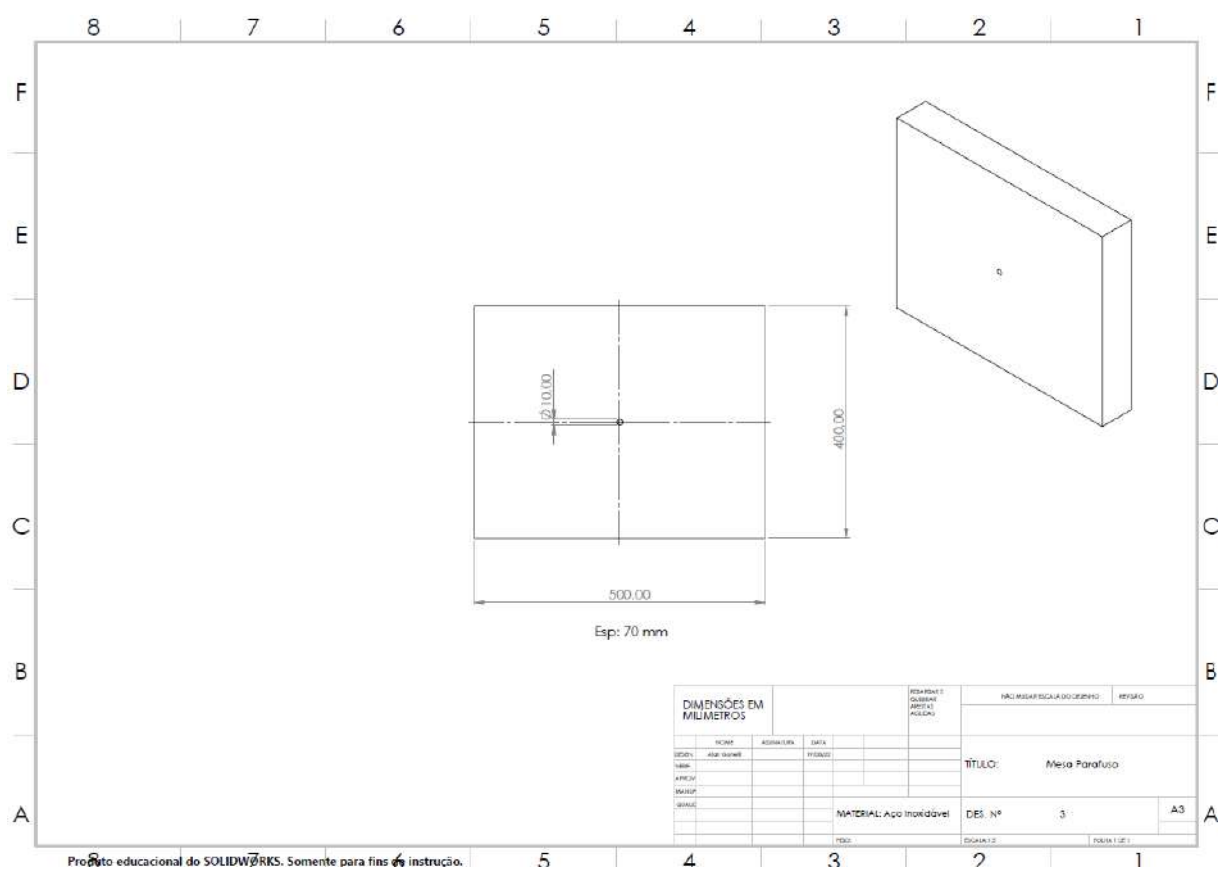


Fonte: Elaboração Própria



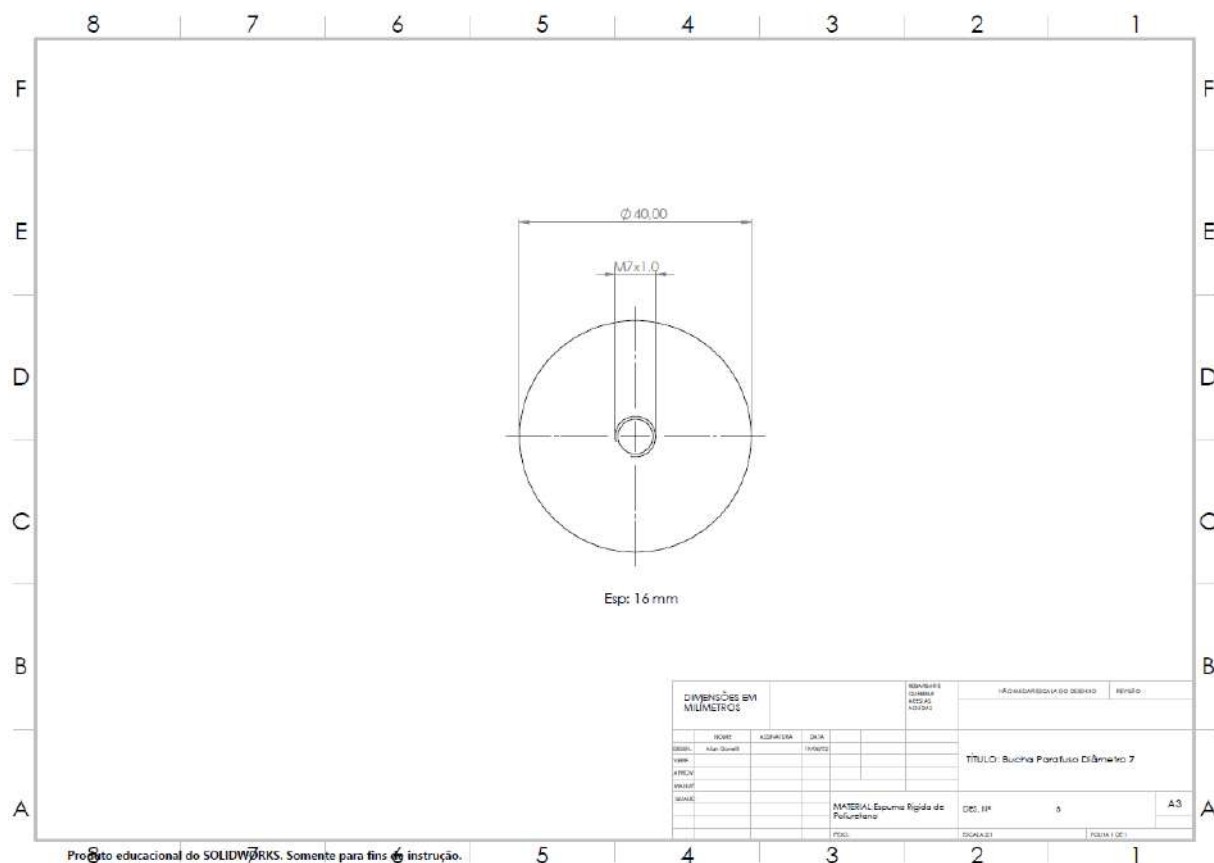


Figura 65: Desenho da Mesa de Suporte para o Ensaio de Propriedades Torcionais



Fonte: Elaboração Própria

Figura 66: Desenho da Bucha para a Simulação de Torque de Inserção e Remoção do Parafuso de 7 mm



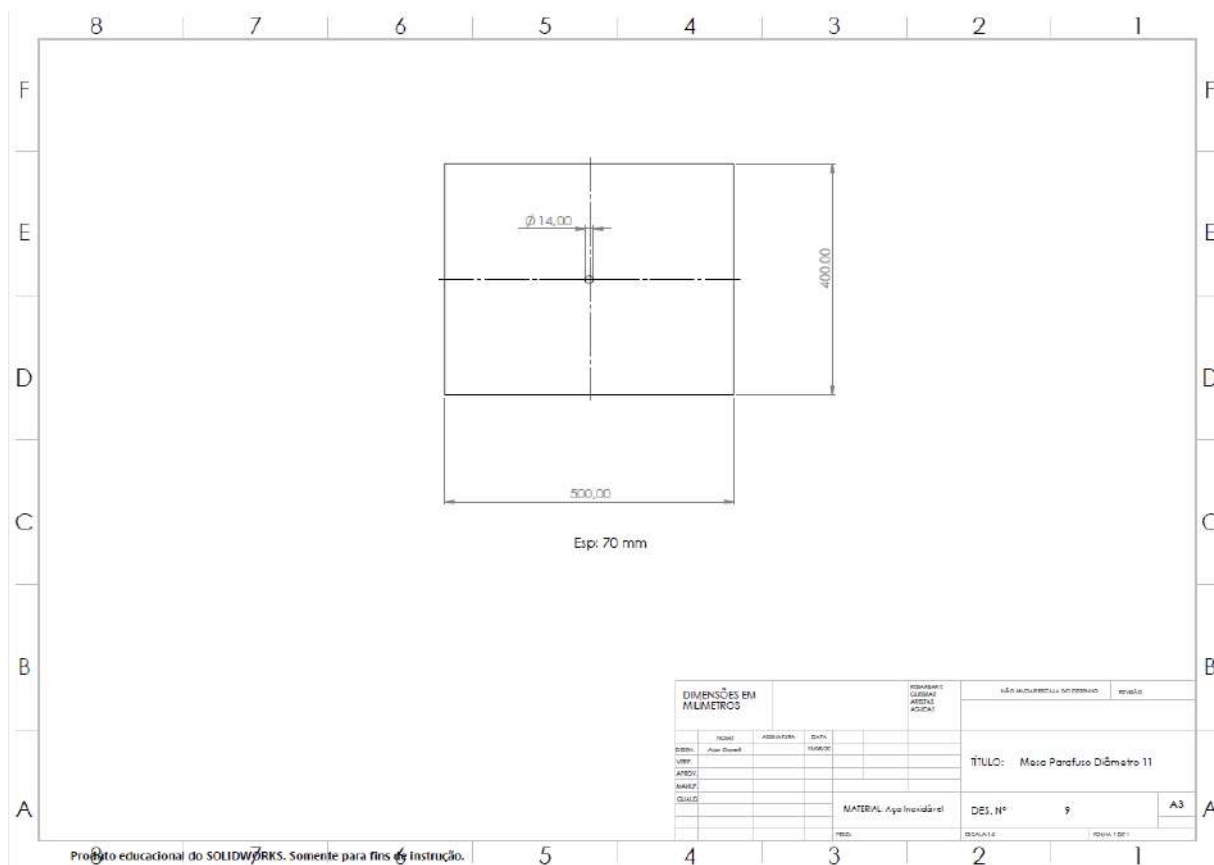
Fonte: Elaboração Própria







Figura 69: Desenho da Mesa de Fixação para a Simulação do Torque de Inserção e remoção do parafuso de 11mm



Fonte: Elaboração Própria

Figura 70: Desenho do Suporte de fixação da Bucha para a Simulação de Torque de Inserção e remoção para ambos modelos de parafusos

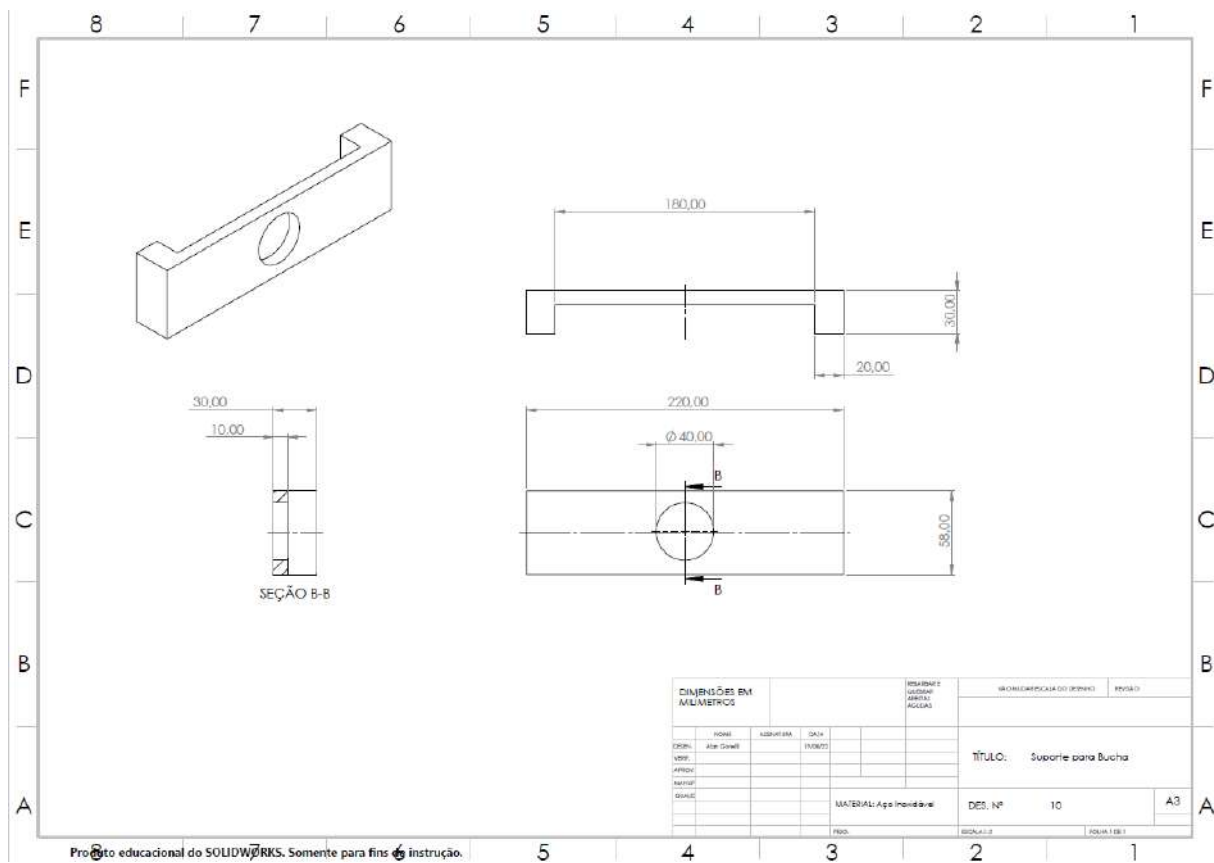
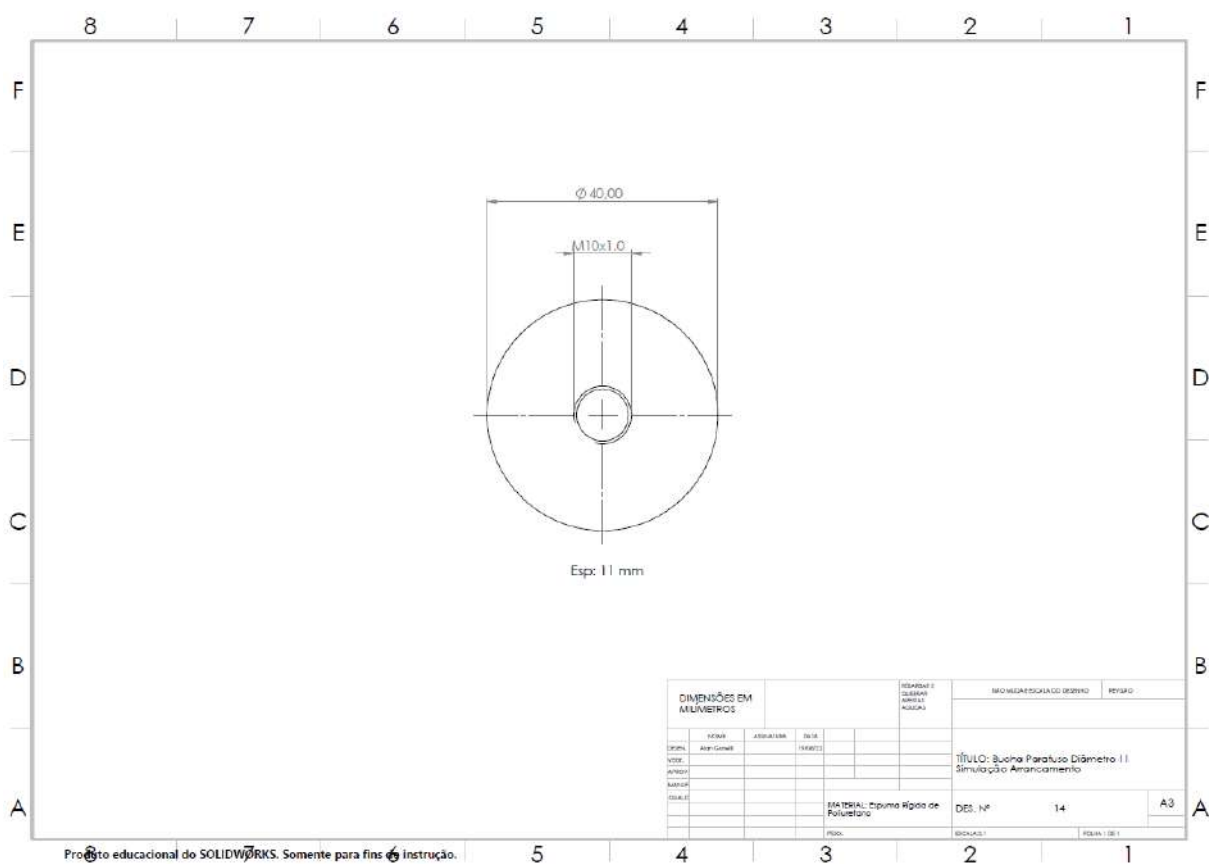








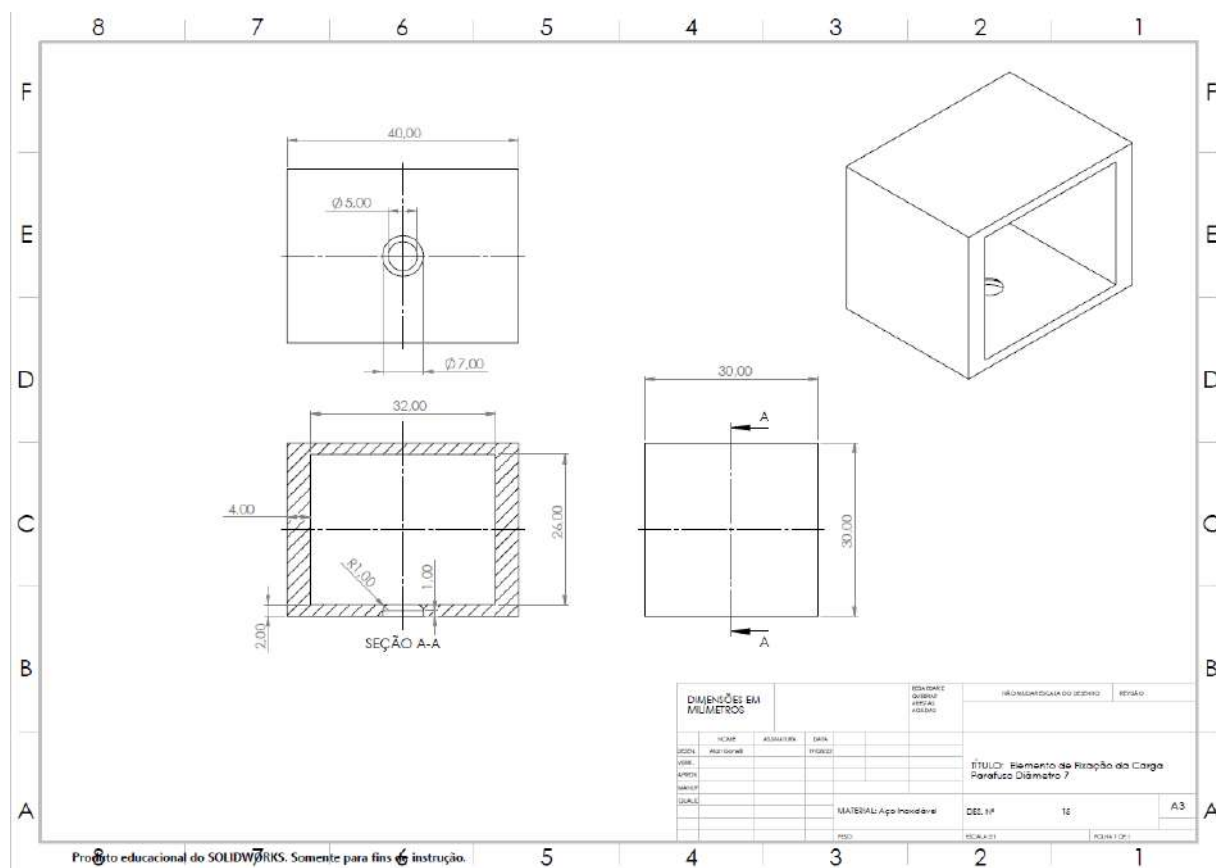
Figura 74: Desenho da Bucha para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 11 mm



Fonte: Elaboração Própria

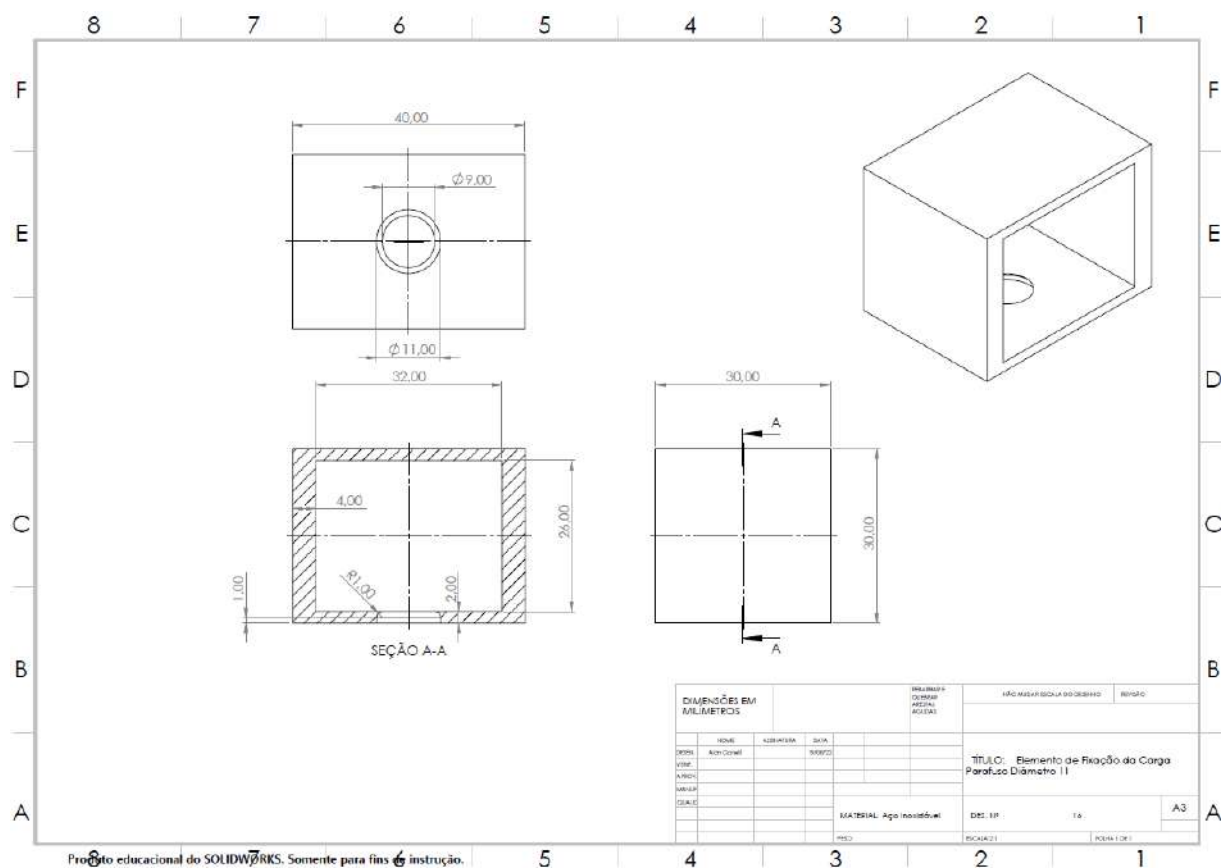


Figura 75: Desenho do Elemento de Fixação da Carga para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 7 mm



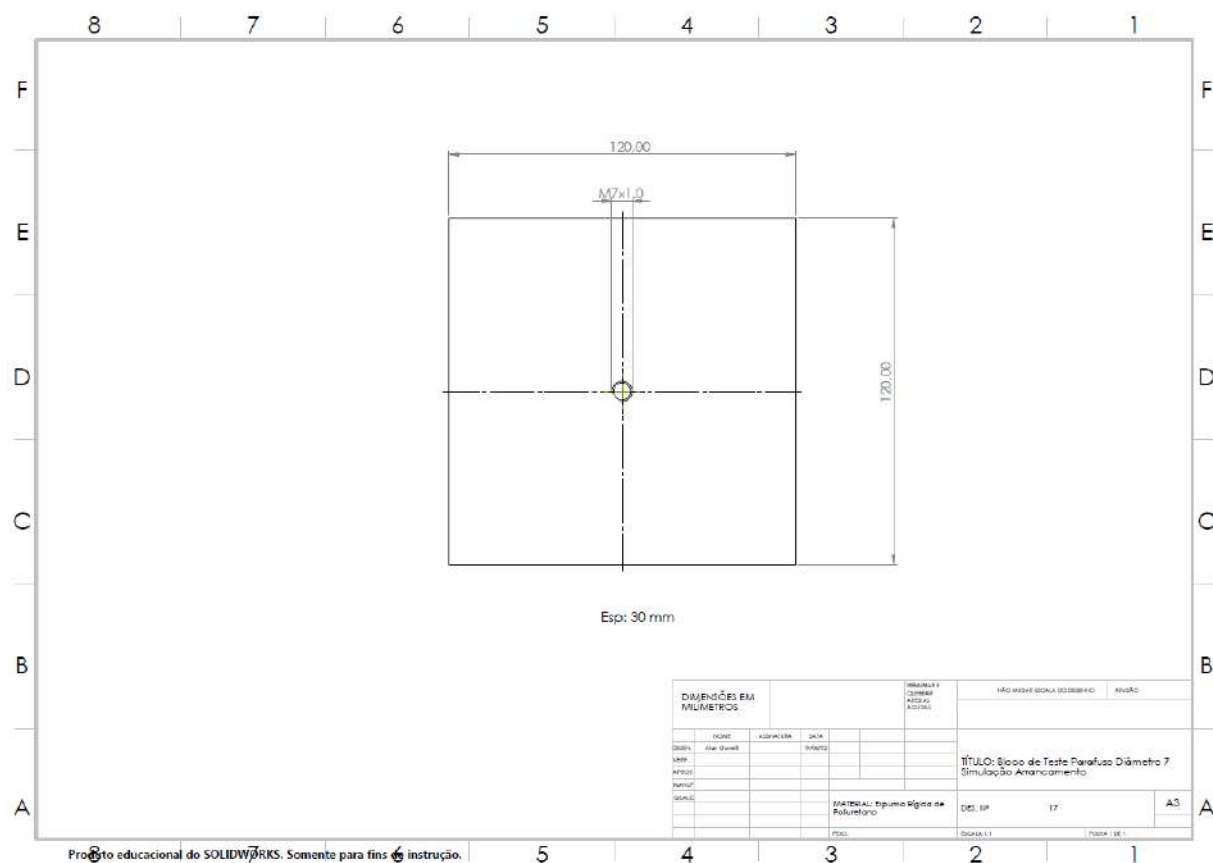
Fonte: Elaboração Própria

Figura 76: Desenho do Elemento de Fixação da Carga para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 11 mm



Fonte: Elaboração Própria

Figura 77: Desenho do Bloco de Poliuretano para a Simulação de Arrancamento do Parafuso de 7 mm



Fonte: Elaboração Própria

