



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**“DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA
RESOLUÇÃO DE PROBLEMAS DE FALHAS NA FIXAÇÃO
DAS COLUNAS ESTRUTURAIS DE UMA PRENSA
HIDRÁULICA DE 25.000 KN. UM ESTUDO DE CASO”**

FELIPE CELSO LINHARES FERREIRA

Belo Horizonte, 30 de novembro de 2017

Felipe Celso Linhares Ferreira

**“DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA
RESOLUÇÃO DE PROBLEMAS DE FALHAS NA FIXAÇÃO
DAS COLUNAS ESTRUTURAIS DE UMA PRENSA
HIDRÁULICA DE 25.000 KN. UM ESTUDO DE CASO”**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projetos de Máquinas

Orientador: Prof. Antônio Eustáquio de Melo Pertence

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2017

F383d	<p>Ferreira, Felipe Celso Linhares. Desenvolvimento de uma metodologia para resolução de problemas de falhas na fixação das colunas estruturais de uma prensa hidráulica de 25.000 KN [manuscrito]: um estudo de caso / Felipe Celso Linhares Ferreira. – 2017. 117 f., enc.: il.</p> <p>Orientador: Antônio Eustáquio de Melo Pertence.</p> <p>Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Bibliografia: f.112-117.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Máquinas - Projetos - Teses. 3. Tribologia - Teses. 4. Prensas hidráulicas - Teses. 4. Engenharia reversa - Teses. I. Pertence, Antônio Eustáquio de Melo. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.</p> <p>CDU: 621(043)</p>
-------	---



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA
RESOLUÇÃO DE PROBLEMAS DE FALHAS NA FIXAÇÃO DAS
COLUNAS ESTRUTURAIS DE UMA PRENSA HIDRÁULICA DE
25.000 KN. UM ESTUDO DE CASO"**

FELIPE CELSO LINHARES FERREIRA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Projeto e Sistemas**".

Dissertação aprovada no dia 30 de novembro de 2017.

Por:

Prof. Antônio Eustáquio de Melo Pertence
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Danilo Amaral
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Eduardo Romeiro Filho
Departamento de Engenharia de Produção/UFMG

Estude, enquanto eles dormem. Trabalhe, enquanto eles se divertem. Lute, enquanto eles descansam. Depois viva o que eles sempre sonharam.

“dito popular”

AGRADECIMENTOS

À pessoa mais especial que tenho em minha vida, minha esposa, Lívia Almada, que é meu Norte espiritual, emocional e físico.

Ao meu pai, Geraldo Celso, minha referência como pessoa e aos meus irmãos pelo crescimento em uma família ímpar.

Ao meu orientador Antônio Eustáquio de Melo Pertence, que teve paciência em me orientar em um momento tão conturbado na economia de nosso país e tamanha exigência no meu trabalho.

Ao meu eterno chefe e mentor Alex Belo pelo apoio e força para que eu iniciasse esta jornada.

A minha querida mãe Heloiza Helena (in memoriam).

Meus sinceros agradecimentos.

“Embora ninguém possa voltar atrás e fazer um novo começo, qualquer um pode começar agora e fazer um novo fim.”

(Chico Xavier)

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	10
LISTA DE GRÁFICOS	14
LISTA DE TABELA E QUADROS	15
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	16
NOMENCLATURA	17
RESUMO	20
1 INTRODUÇÃO	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 Prensas	21
2.1.1 Prensa hidráulica utilizada neste estudo de caso	23
2.2 Revisão dos diversos fixadores e uniões existentes	25
2.2.1 Parafusos de potência	27
2.2.2 Parafusos de fixação	29
2.2.3 Arruelas	30
2.3 Ciência dos materiais	33
2.3.1 Microestrutura e composição química dos aços.....	34
2.3.2 Análise de dureza	36
2.3.3 Resistência a tração e tensão limite de escoamento	38
2.3.4 Ductilidade	39
2.3.5 Tenacidade e ensaios de impacto	40
2.3.6 Modulo de Young ou modulo de elasticidade.....	41
2.4 Fadiga dos materiais	42
2.5 Tribologia e o atrito	44
2.5.1 Características das superfícies em contato	45
2.6 Juntas aparafusadas: mecanismos contra falha por “parafuso frouxo”	49
2.6.1 Aspectos tribológicos	51
2.6.2 Tensões em roscas e pré-carga	53
2.7 Desenvolvimento de produto e inovação em conjunto com a engenharia reversa	57
2.7.1 Desenvolvimento de produto e a inovação	57
2.7.2 A engenharia reversa	58
3 METODOLOGIA	61
3.1 Desenvolvimento da metodologia aplicada	61
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	66
4.1 Revisão das especificações gerais	66
4.2 Avaliação laboratorial dos materiais utilizados	66

4.2.1	Análise química.....	67
4.2.2	Dureza	67
4.2.3	Metalografia	68
4.2.3.1	Microestrutura material coluna prensa.....	68
4.2.3.2	Microestrutura material Superbolt™ de fixação da coluna.....	69
4.2.4	Ensaio de impacto	70
4.2.5	Ensaio de tração.....	71
4.2.6	Análise visual da falha.....	72
4.3	Simulação em elementos finitos do conjunto estrutural	74
4.3.1	Condições de contorno	74
4.3.2	Distribuição de cargas	77
4.3.3	Distribuição de cargas	79
4.3.4	Resultados das tensões máximas pela carga total da prensa	82
4.3.5	Resultados das tensões mínimas apenas pela pré-carga do Superbolt™.....	86
4.3.6	Resultados de fadiga pelas cargas.....	90
4.3.7	Resultados para uma solução combinada por fadiga.....	93
4.4	Avaliação Tribológica da Interação entre o Superbolt™ e Coluna	99
4.4.1	Resultados das medições dos coeficientes de atrito entre superfícies	99
4.4.2	Cálculo da relação pré-carga x atrito	102
5	CONCLUSÕES	106
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	109
	ABSTRACT.....	111
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	112

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 Réplica da prensa de Gutemberg.	22
FIGURA 2.2 Prensa hidráulica vertical e suas dimensões	23
FIGURA 2.3 Prensa hidráulica vertical avaliada de 25.000 kN, com suas quatro colunas estruturais	24
FIGURA 2.4 Prensa hidráulica vertical de 20.000 kN, com suas quatro colunas estruturais e uma aproximação do sistema de fixação chamado de Superbolt™. O mesmo permanece protegido com um plástico contra contaminação do ambiente.....	25
FIGURA 2.5 Uma amostra da variedade de fixadores disponíveis no mercado atual	26
FIGURA 2.6 Tipos de roscas para parafusos de potência (a) rosca quadrada, (b) rosca Acme, (c) rosca de botaréu	27
FIGURA 2.7 Rosca esférica para parafusos de potência	28
FIGURA 2.8 Vários estilos de roscas utilizadas em parafusos de fixação	29
FIGURA 2.9 Vários estilos de cabeças utilizadas em pequenos parafusos de máquinas	30
FIGURA 2.10 Alguns exemplos de arruelas, suas descrições e respectivas aplicações	31
FIGURA 2.11 Exemplo de arruela estriada do tipo X-Nord-lock™	32
FIGURA 2.12 Relação entre pré-carga e cargas cíclicas, comparando a arruela Nord-lock™ (vermelho) e outras arruelas com tecnologias diferentes. Resultado do teste de manutenção de pré-carga, entre arruelas diferentes, utilizadas em um parafuso de especificação M 8 (8.8), com uma pré-carga de fixação de aproximadamente 16 kN	33
FIGURA 2.13 (a) Seção de um contorno de grão e o sulco superficial produzido por um ataque químico; as características de reflexão da luz na vizinhança do sulco também são mostradas. (b) Fotomicrografia da superfície de uma amostra policristalina de uma liga de ferro-cromo, polida e atacada quimicamente, onde os contornos dos grãos aparecem escuros. Ampliação de 100 vezes	38
FIGURA 2.14 O verdadeiro diagrama de equilíbrio de fases ferro-carbono, com a grafita no lugar da cementita, como uma fase estável	39
FIGURA 2.15 Comparação entre várias escalas de dureza	41

FIGURA 2.16 (a) Corpo de provas utilizado nos ensaios de impacto Charpy e Izod. (b) Desenho esquemático de um equipamento para ensaios de impacto	44
FIGURA 2.17 Superfície de falha por fadiga	46
FIGURA 2.18 Representação de uma curva S-N apresentando as diferentes regiões de comportamento dos metais	47
FIGURA 2.19 Representação da Força de atrito (Fa) para um corpo interagindo com uma superfície plana, através de uma força normal de carregamento aplicada (W).	50
FIGURA 2.20 Classificação do desgaste através dos modos de desgaste	50
FIGURA 2.21 Tribômetro do tipo “Pino sobre disco”, Fabricante Microtest	52
FIGURA 2.22 Exemplo de um Superbolt™	54
FIGURA 2.23 Condição de carga dinâmica aplicada a juntas parafusadas	58
FIGURA 3.1 Metodologia completa de desenvolvimento de um produto, dividido em duas etapas: ante projeto e projeto. Cada uma das etapas com suas respectivas sub-divisões dentro de um organograma produtivo industrial: Executivo, Marketing, Design e Engenharia.	62
FIGURA 3.2 Quebra da estrutura inicial de desenvolvimento do produto, para a etapa exclusiva de projeto	64
FIGURA 3.3 Metodologia Final a ser utilizada para o desenvolvimento de uma solução, referente a falha de fixação entre o Superbolt™ e a Coluna de uma prensa hidráulica	65
FIGURA 4.1 Microestrutura do material – coluna prensa – constituída de uma matriz bainítica, contendo presença de ferrita e traços de perlita. (a) região 1/3 raio – Aumento de 100x; (b) região 1/3 raio – Aumento 500x; (c) superfície coluna – aumento 50x; (d) região contendo imagens da superfície e trinca – ponto de nucleação – aumento 100x; (e) ponto de nucleação da trinca – aumento 500x; (f) trinca – aumento 500x. Sentido longitudinal. Ataque Nital 4%	68
FIGURA 4.2 Microestrutura do material – Superbolt™ de fixação da coluna – constituída de uma matriz predominantemente bainítica, contendo traços de ferrita. (a) Aumento de 100x; (b) Aumento 500x. Sentido longitudinal. Ataque Nital 4%	70
FIGURA 4.3 Análise visual da fratura apresentada pela coluna e porca de fixação da prensa Laeis. (a) vista do sentido de propagação da trinca na coluna; (b) vista lateral da peça – propagação da trinca na coluna; (c) ponto de início da trinca – coluna; (d) final de propagação	

da trinca – coluna; (e) vista do posicionamento do Superbolt™, na região de nucleação da trinca da coluna; (f) vista do posicionamento do Superbolt™, na região de final de propagação da trinca da coluna.....	73
FIGURA 4.4 Geometria da Modelagem	75
FIGURA 4.5 Modelagem da rosca para o caso simplificado	76
FIGURA 4.6 Modelagem do eixo roscado com roscas helicoidais	76
FIGURA 4.7 Distribuição de cargas aplicadas no Superbolt™	78
FIGURA 4.8 Restrição de suporte fixo	79
FIGURA 4.9 Restrição de suporte cilíndrico	80
FIGURA 4.10 Regiões de contato entre as roscas	81
FIGURA 4.11 Carga Máxima na coluna. Ângulo de hélice igual a zero	82
FIGURA 4.12 Trama de superfície iso-superficial para pontos que enfatizam ir além do limite de escoamento (555 MPa). Ângulo de hélice zero	83
FIGURA 4.13 Carga Máxima na coluna. Ângulo de hélice diferente de zero	84
FIGURA 4.14 Trama de superfície iso-superficial para pontos que enfatizam ir além do limite de escoamento (555 MPa). Ângulo de hélice diferente de zero	85
FIGURA 4.15 Carga Mínima na coluna com apenas a pré-carga nominal do Superbolt™. Ângulo de hélice igual zero	86
FIGURA 4.16 Carga Mínima na coluna com apenas a pré-carga nominal do Superbolt™. Ângulo de hélice diferente de zero	87
FIGURA 4.17 Carga Mínima na coluna com apenas a pré-carga máxima do Superbolt™. Ângulo de hélice igual a zero	88
FIGURA 4.18 Carga Mínima na coluna com apenas a pré-carga máxima do Superbolt™. Ângulo de hélice diferente de zero	89
FIGURA 4.19 Diagrama de Goodman para a coluna da prensa	91
FIGURA 4.20 Resultados dos critérios de fadiga para operação em 2500t e pré-carga nominal	94
FIGURA 4.21 Resultado completo para o critério de falha de fadiga para 2500t e pré-carga nominal	95

FIGURA 4.22 Resultado completo para o critério de falha de fadiga para 2500t e pré-carga máxima	96
FIGURA 4.23 Resultado completo para o critério de falha de fadiga para 2500t e pré-carga máxima	97
FIGURA 4.24 - Conjunto de quatro novas colunas montadas conforme estudos aqui apresentados.	104
FIGURA 4.25 - Porca Nord-lock™ utilizada para a solução do problema apresentado.	105

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 4.1 – Resultados do coeficiente de atrito encontrado para a superfície de contato sem lubrificação.	100
GRÁFICO 4.2 – Resultados do coeficiente de atrito encontrado para a superfície de contato com lubrificação de óleo desingripante WD-40.	100
GRÁFICO 4.3 – Resultados do coeficiente de atrito encontrado para a superfície de contato com lubrificação de graxa branca.	101
GRÁFICO 4.4 - Falhas e soluções encontradas para o estudo aqui apresentado	105

LISTA DE TABELA E QUADROS

TABELA 2.1 Fatores de concentração de tensão à fadiga para parafusos	59
TABELA 4.1 Composição química dos materiais, em % peso.	67
TABELA 4.2 Resultados ensaio de impacto – materiais conforme descritos anteriormente – valores em Joules (J).	71
TABELA 4.3 Propriedades mecânicas da coluna e do Superbolt™ – ensaios de tração.	72
TABELA 4.4 Resultados da pré-carga gerada no parafuso (F_i), para um mesmo torque de 288Nm, em cada condição de contorno de superfície.	103
TABELA 4.5 Resultados da pré-carga gerada no parafuso (F_i), para um mesmo torque de 288Nm, em cada condição de contorno de superfície.	103

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>LRT</i>	Limite de resistência a tração
<i>MPa</i>	Mega Pascal
<i>HB</i>	ensaio de dureza Brinell
HRC	Ensaio de dureza Rockwell na escala C
US	Ultra sonografia
OECD	Organisation for Economic Co-operation and Development
ER	Engenharia reversa
CAD	Computer-aid design
S-N	solicitação versus número de ciclos
AISI	American Iron and Steel Institute
SAE	Society of Automotive Engineers
CP	Corpo de prova
RAM	Random-access memory

NOMENCLATURA

μ	Coeficiente de atrito
L	Comprimento de hélice
π	Constante pi
d_p	Diâmetro primitivo
α	Ângulo radial de rosca
$\%AL$	Alongamento percentual
l_0	Comprimento inicial
l_f	Comprimento final
$\%RA$	Redução percentual na área
A_0	Área inicial
A_f	Área final
h	Altura inicial do pêndulo
h'	Altura final do pêndulo
F_a	Força de atrito
W	Força de carregamento
T	Torque aplicado ao parafuso
F_i	Pré-carga gerada no parafuso
P	Passo da rosca
μ_t	Coeficiente de atrito entre os filetes de rosca
r_t	Raio de contato efetivo dos filetes
β	Metade do ângulo de rosca
μ_n	Coeficiente de atrito entre a cabeça do parafuso e a superfície da junta
r_n	Raio de contato efetivo entre a cabeça do parafuso e a superfície da junta
A_t	Área sob tensão
d_p	Diâmetro primário
d_r	Diâmetro resultante

d	Diâmetro externo
N	Número de filetes
σ_t	Tensão na área transversal
F	Força axial de tração
F_a	Força alternada
F_m	Força média
P_c	Carga aplicada no parafuso
C	Constante de rigidez
kb	Constante de rigidez do parafuso
km	Constante de rigidez do material da junta
l	comprimento do parafuso
E	Módulo de elasticidade
k_f	Fator de concentração de tensão
k_{fm}	Fator de concentração para tensões médias
N_f	Coeficiente de segurança por fadiga
S_e	Limite de resistência a fadiga
S_{ut}	Máxima resistência à tração
k_a	Fator de acabamento superficial
k_b	Fator de tamanho da peça
k_f	Fator de concentração de tensão
k_c	Fator de carregamento
k_d	Fator de temperatura
k_e	Fator de confiabilidade
S_e'	Limite de resistência à fadiga de referência
λ	Ângulo de hélice
σ_a	Tensão alternada
σ_m	Tensão média
σ_{\min}	Tensão mínima
σ_{\max}	Tensão máxima
n	Interseção da curva de Goodman com o eixo x

m

Inclinação da curva de Goodman

RESUMO

A produção de refratários representa um segmento estratégico no setor industrial do país, pois atende a várias indústrias de base tais como a indústria siderúrgica, fundições de ferro e aço, cimento e cal, metalurgia de não-ferrosos, de vidro, petroquímica, etc. As prensas hidráulicas são utilizadas na cadeia de produção destes refratários sendo utilizadas no processo de moldagem das peças para que possam passar pelo processo de queima. Normalmente estas prensas hidráulicas são de grande porte e a ocorrência de falhas em colunas estruturais destes equipamentos leva a redução ou paralização das atividades de produção, causando grandes prejuízos à indústria de refratários. Além disso, a dependência tecnológica e de materiais de fornecedores estrangeiros para a reposição de elementos danificados, motivam um estudo mais aprofundado para geração de soluções próprias, que atendam a especificidade da indústria no Brasil. O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia para resolução de problemas de falhas na fixação das colunas estruturais de uma prensa hidráulica de 25.000 KN através do estudo de caso. O sistema de fixação tratado nesta pesquisa é comum em várias prensas, o que pode propiciar a aplicação da solução encontrada em outros casos. Foram feitas análises preliminares tais como: dureza dos materiais; metalografia; ensaios de impacto e tração; análise visual; simulação numérica da geometria e cargas aplicadas pelo método dos elementos finitos utilizando o programa Ansys®. Baseado nestes resultados e nos estudos de fadiga e tribologia, foi desenvolvida uma metodologia para resolução de problemas de falhas na fixação das colunas estruturais considerando a existência de diversas soluções de engenharia já aplicadas ao mercado para os sistemas de fixação, através do processo de engenharia reversa de projeto. A expectativa é aumentar a vida útil sem ocorrência de falhas do equipamento, propiciar a nacionalização dos componentes com a consequente redução de custo e prazo de entrega, melhoram ainda a robustez do conjunto de fixação em relação ao atual.

Palavras-Chave: prensa, Superbolt™, engenharia reversa, fadiga, tribologia.

1 INTRODUÇÃO

As prensas hidráulicas são amplamente utilizadas na indústria e apresentam vantagens substanciais se comparada às prensas mecânicas, sob diversas perspectivas. Essa diferença se dá principalmente sobre o controle mais preciso de movimentos, obtenção de medidas e forças atuantes sobre o produto a ser fabricado.

O mesmo tipo de prensa hidráulica que é o objeto de pesquisa deste estudo é utilizado na produção de refratários na maioria das grandes indústrias, em diversos países do mundo; indústrias essas que dominam mais de 50% da produção global.

Para a eficácia produtiva, ou seja, a relação de baixo custo e alta produtividade, estas prensas hidráulicas devem trabalhar em turno completo de produção, todos os dias do ano, parando apenas para as manutenções preventivas. Esta é uma consideração ideal para o cálculo de máxima eficiência deste equipamento.

A forma de trabalho de uma prensa hidráulica para a fabricação de um refratário é cíclica, continua e atingindo picos de pressão, que se aproximam de seu máximo, em vários momentos. O produto a ser prensado, possui uma característica física muito abrasiva e um coeficiente de compressão extremamente baixo. Ou seja, alta absorção de energia e baixa deformação, necessitando de equipamentos de grande porte e capacidade, provocando elevadas reações na estrutura do equipamento.

A vida útil das colunas estruturais da prensa hidráulica pode variar bastante de acordo com a carga necessária para a moldagem do refratário, a quantidade de ciclos envolvidos diariamente, as características dos materiais utilizados para fabricação das colunas, tratamento térmico, geometria das partes, qualidade superficial, sistema de fixação, manutenção do equipamento dentre outras variáveis. A ocorrência de falhas catastróficas em colunas estruturais junto ao sistema de fixação ocorridas em prensas hidráulicas de grande porte utilizadas na indústria de refratários desde o ano de 2014, tem gerado paradas nestes equipamentos em torno de 21 a 30 dias, causando enorme impacto na produção. Como as perdas por lucro cessante e custos de manutenção do equipamento, os prejuízos chegam à casa dos milhões de reais.

Em parte, isto acontece porque as peças utilizadas nestes equipamentos são normalmente importadas, mas mesmo quando a indústria tem os principais componentes em estoque, é importante que os engenheiros da empresa fabricante do equipamento estejam

envolvidos durante a desmontagem e remontagem, para que sejam evitados quaisquer tipos de erros nesta etapa. Esses erros poderiam potencializar a possibilidade de ocorrerem novas falhas catastróficas. Além disso, é necessário que sejam feitas avaliações sobre o ocorrido visando questões de operação e garantia. Assim a dependência tecnológica e de materiais de fornecedores estrangeiros para a reposição de elementos danificados, motivam um estudo mais aprofundado para geração de soluções próprias, que atendam a especificidade da indústria no Brasil.

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia para resolução de problemas de falhas na fixação das colunas estruturais de uma prensa hidráulica de 25.000 kN através do estudo de caso. O sistema de fixação tratado nesta pesquisa é comum em várias prensas, o que pode propiciar a aplicação da solução encontrada neste estudo, em outros casos. Explorando o problema foram geradas análises preliminares, como parte da metodologia aqui apresentada, tais como: análise de dureza dos materiais; metalografia; ensaios de impacto e tração; análise visual; simulação numérica da geometria e cargas aplicadas pelo método dos elementos finitos utilizando o programa Ansys®.

Com os resultados obtidos, verificou-se uma série de falhas no desenvolvimento do produto, materiais, manutenção entre outros. Com base nestes resultados e nos estudos de fadiga e tribologia foi desenvolvida uma metodologia para resolução de problemas de falhas na fixação das colunas estruturais considerando a existência de diversas soluções de engenharia já aplicadas ao mercado para os sistemas de fixação, através do processo de engenharia reversa de projeto. O sistema de fixação por Superbolt™ é o foco deste trabalho, que apesar de se tratar de uma fixação por rosca e porca clássica, possui substanciais vantagens sobre os equipamentos concorrentes para este mesmo fim, apesar de também possuir algumas limitações.

A expectativa do resultado é aumentar a vida útil sem ocorrência de falhas do equipamento, propiciar a nacionalização dos componentes com a consequente redução de custo e prazo de entrega, devido à eliminação de impostos relacionados à importação, melhorando ainda, a robustez do conjunto de fixação em relação ao atual.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Prensas

As prensas são equipamentos amplamente utilizados há vários séculos. No ano de 1448 um destes equipamentos com algumas modificações, foi desenvolvido por Johannes Gensfleisch zur Laden zum Gutenberg e modificou a história da humanidade. Nesta data, Gutenberg criou a primeira prensa de impressão como indica a FIG 2.1. Essa criação iniciou uma revolução na comunicação global de várias maneiras. Antes da impressão mecanizada, os exploradores só poderiam gravar manualmente seus dados e conhecimentos, mas era muito caro ter muitos livros copiados e com isso os mapas eram muito escassos. Portanto, as informações descobertas pelos cartógrafos não eram usadas frequentemente. Quando se tornou mais barato imprimir, exploradores foram capazes de compartilhar suas informações permitindo um maior senso de direção e sentido e uma navegação mais fácil, sendo assim um dos principais marcos para a revolução naval e o descobrimento dos novos continentes (WELCH *et. al*, 2010).

A impressão mecanizada pela prensa, também permitiu que cientistas de todas as áreas pudessem comparar suas descobertas com outras. As teorias científicas começaram a se desenvolver em grande escala porque mais apoio às evidências ficaram acessíveis. Todas as pessoas foram capazes de se educar melhor, inclusive os cientistas foram capazes de gastar mais tempo pensando em conceitos científicos e menos tempo copiando pesquisas anteriores (WELCH *et. al*, 2010).

A impressão através do equipamento de prensa influenciou claramente a comunicação de forma global e a influencia até hoje, mostrando claramente a importância deste equipamento (WELCH *et. al*, 2010).



FIGURA 2.1 – Réplica da prensa de Gutemberg.

FONTE

https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Prensa_de_Gutenberg._R%C3%A9plica.png

Através de seu desenvolvimento e evolução surgiram outros tipos de prensas, tais como a prensa hidráulica, foco deste estudo, que também é uma das mais antigas ferramentas de trabalho da indústria mecânica. Conforme Lown (1982), em seu formato moderno, este tipo de prensa foi muito bem desenvolvido para a produção industrial desde moedas e joias até peças forjadas para a indústria aeroespacial.

Como descrito por Smith e associados (1999) prensas hidráulicas modernas oferecem bom desempenho e confiabilidade, além de apresentarem algumas vantagens em relação às prensas mecânicas:

- 1- Dependendo da aplicação, uma prensa hidráulica pode custar menos que uma prensa mecânica equivalente.
- 2- Na produção de pequenos lotes, onde ocorre alimentação manual, as prensas hidráulicas atingem taxas de produção iguais às prensas mecânicas.
- 3- A ação de impacto de uma prensa mecânica gera grande desgaste, o que não acontece com a prensa hidráulica.

- 4- Variações na altura de prensagem não alteram a força aplicada.
- 5- Não há um fator de redução da curva de prensagem.
- 6- As velocidades de prensagem podem ser controladas com precisão ao longo do curso.
- 7- As prensas hidráulicas de dupla ação podem gerar o processo de prensagem e extração, o que não é possível em uma prensa mecânica.

2.1.1 Prensa hidráulica utilizada neste estudo de caso

A prensa hidráulica que foi objeto de pesquisa deste estudo é utilizada na fabricação de produtos refratários de várias dimensões, matérias primas e densidades. A mesma possui uma força de prensagem de 25.000 kN e o descritivo básico de suas dimensões está apresentado na FIG 2.2.

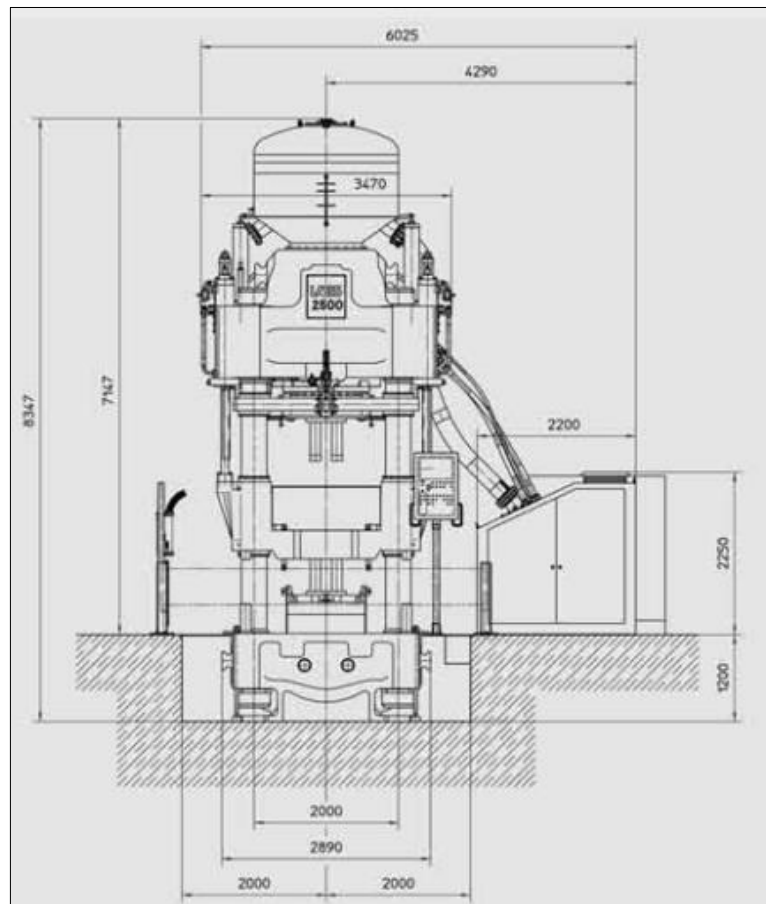


FIGURA 2.2 - Prensa hidráulica vertical e suas dimensões.

FONTE - http://www.laeis.eu/System/00/02/10/21077/635115574180498252_1enUS.pdf

Esta prensa foi instalada na planta industrial, para início de suas atividades no ano de 2004 e trabalhou continuamente por aproximadamente oito anos, quando ocorreu a falha em uma de suas quatro colunas estruturais. Durante este período, todas as manutenções eram feitas internamente de acordo com o manual do fabricante, inclusive com o acompanhamento preventivo contra a geração de uma trinca nas colunas da mesma, através do processo de ultrassonografia (US) (KARDEC, 2002).

A coluna trincada foi substituída por outra peça original e obtida diretamente do fabricante da prensa hidráulica. O processo de substituição foi realizado com sucesso e o equipamento voltou a trabalhar normalmente por aproximadamente um ano, quando novamente ocorreu uma falha catastrófica na coluna e no sistema de fixação da mesma, chamado de Superbolt™. Ambos trincaram e romperam completamente, gerando uma nova parada do equipamento por aproximadamente vinte dias. Mesmo, entre a primeira e a segunda falha, foram feitos os testes de US, porém não foi detectada a geração e propagação da trinca. A FIG 2.3 apresenta o equipamento original e o sistema de fixação por Superbolt™.



FIGURA 2.3 - Prensa hidráulica vertical avaliada de 25.000 kN, com suas quatro colunas estruturais.

FONTE – Arquivo do autor.

A prensa do mesmo fabricante, porém com 20.000kN, possui as mesmas características construtivas do que a de maior porte. Devido a sua menor estatura, pode-se apresentar os elementos constituintes da mesma com maior facilidade. Estes elementos, que são a ponta superior da coluna com o Superbolt™ são os mesmos utilizados na prensa de 25.000kN, mas com dimensões menores. Na FIG 2.4 pode-se observar a ponta superior da coluna com o Superbolt™ através de uma aproximação feita na própria imagem.



FIGURA 2.4 - Prensa hidráulica vertical de 20.000 kN, com suas quatro colunas estruturais e uma aproximação do sistema de fixação chamado de Superbolt™. O mesmo permanece protegido com um plástico contra contaminação do ambiente.

FONTE – Arquivo do autor.

2.2 Revisão dos diversos fixadores e uniões existentes

Há uma imensa variedade de fixadores disponíveis comercialmente, desde os pares parafuso-porca comuns, até dispositivos múltiplos para rápida liberação de painéis ou para aplicações envolvendo junções escondidas. O sucesso ou falha de um projeto pode depender da seleção apropriada e uso de uniões. Além disso, o projeto e a manufatura de juntas é um grande negócio comercial e representa parte significativa da nossa economia. Milhares de projetos diferentes de juntas são oferecidos pelos vendedores e milhares a

milhões de juntas são utilizados em uma montagem complexa como um automóvel ou um avião. O Boeing 747 utiliza aproximadamente 2,5 milhões de juntas, algumas das quais custam muitos dólares (NORTON, 2004). A FIG 2.5 é uma amostra da variedade disponível, e ainda assim representa apenas algumas das opções existentes atualmente.



FIGURA 2.5 - Uma amostra da variedade de fixadores disponíveis no mercado atual.

FONTE - <http://www.ropar.com.br/p/parafusos.html>

Dentre as diversas formas de fixação e projetos de juntas nos quais o sistema de fixação possa ser desfeito, ou seja, desmontado, pode-se destacar os parafusos, as porcas e arruelas diversas, arrebites, parabolts, fechaduras, trava pinos, uniões de eixos, chavetas e tantos outros (PROVENZA, 1990). Devido à existência de tantos artefatos para este fim, o foco neste estudo será realizado sobre as juntas fixadas por porcas, parafusos e arruelas, itens estes utilizados no fixador da prensa hidráulica em questão.

As porcas e parafusos presentes em um projeto podem parecer um de seus aspectos menos interessantes, mas são, na verdade, um dos mais fascinantes. Os parafusos são utilizados para manter coisas unidas, como no caso de parafusos de fixação, quanto para

mover cargas, como no caso dos chamados parafusos de potência, ou parafusos de avanço (NORTON, 2004). Já as arruelas possuem a finalidade básica de manter as tensões uniformes entre as superfícies a serem fixadas, mas principalmente entre as superfícies da porca e parafuso. Em alguns casos específicos, dependendo de seu formato e características mecânicas, também pode auxiliar na capacidade de travamento contra a falha por “parafuso frouxo”, gerando tensões contrárias, às tensões de aperto, conforme descrito por Barret (1990).

2.2.1 Parafusos de potência

Os parafusos de potência, também conhecidos como parafusos de avanço, são utilizados para converter movimento rotacional em movimento linear em atuadores, máquinas de produção e macacos, entre várias outras aplicações. Eles são capazes de produzir grande vantagem mecânica e, portanto, podem levantar e mover grandes cargas (NORTON, 2004).

Outros perfis de roscas, mais robustos que os utilizados para os parafusos de fixação, foram desenvolvidos para os parafusos de potência, tais como; as roscas quadradas, Acme e de botaréu, conforme mostrado na FIG 2.6. Além destes ainda existe o parafuso de rosca para esferas, que possui uma redução significativa no atrito de rosca, pois utilizam um trem de esferas de rolamento na porca para criar condições aproximadas de contato de rolamento com os filetes de rosca do parafuso, item este, apresentado na FIG 2.7.

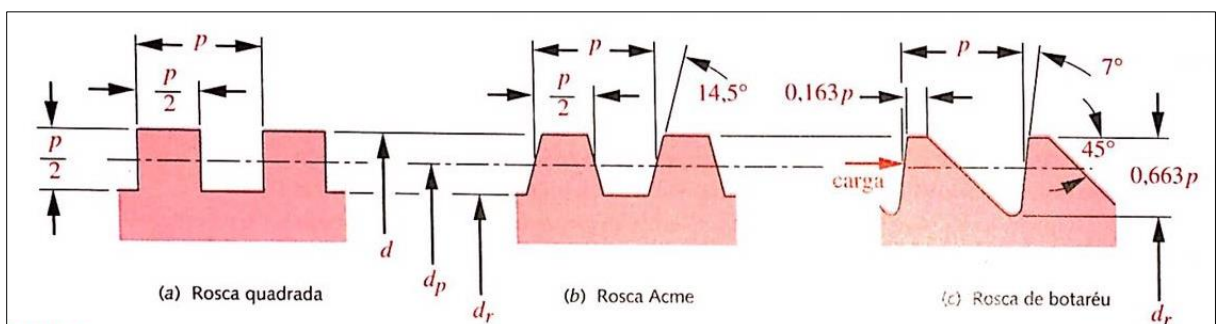


FIGURA 2.6 - Tipos de roscas para parafusos de potência (a) rosca quadrada, (b) rosca Acme, (c) rosca de botaréu.

FONTE - NORTON, 2004, p.762.

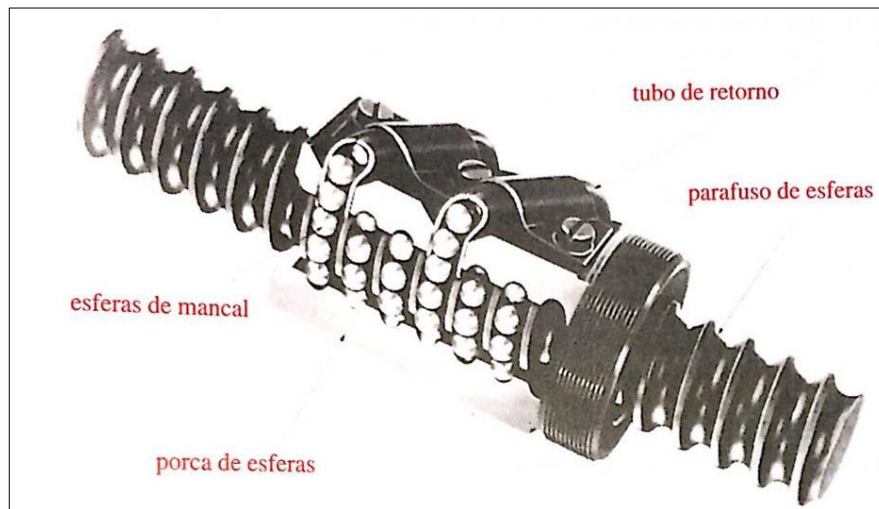


FIGURA 2.7 - Rosca esférica para parafusos de potência.

FONTE - NORTON, 2004, p.769.

O autotravamento é uma condição de extrema importância para o parafuso de potência, dependendo de sua função. Um parafuso autotravante suportará a carga no lugar, sem se movimentar, sem a aplicação de qualquer torque. Por exemplo, caso uma pessoa erga seu carro com um macaco que não possua um parafuso autotravante, no momento em que fosse deixada a alavanca de giro livre, o carro iria fazer o macaco descer sozinho.

Norton (2004) afirma que a condição de autotravamento de um parafuso de potência ou avanço é facilmente prevista se o coeficiente de atrito de uma junta parafuso-porca for conhecido. Um parafuso funcionará com auto travamento conforme a EQ (2.1):

$$\mu \geq \frac{L}{\pi d_p} \cos \alpha \quad (2.1)$$

Esta relação supõe uma condição estática de carregamento, ou seja, a presença de qualquer carregamento dinâmico que cause movimento entre o parafuso e a porca causará inevitavelmente o escorregamento para baixo do plano da rosca.

As tensões em roscas que surgem devido à utilização da junta parafuso-porca são similares àquelas de engajamento de dentes de engrenagens no que tange ao engajamento de filetes de roscas. Quando uma porca engaja um parafuso, teoricamente, todos os filetes de roscas devem compartilhar a carga. No entanto, imprecisões no espaçamento dos filetes em

contato fazem com que praticamente toda a carga seja carregada no primeiro par de filetes. A tensão verdadeira estará entre estes extremos, mas muito provavelmente, estará mais próxima no caso da carga ser compartilhada apenas pelos primeiros filetes de rosca. Os parafusos de potência e as porcas utilizadas em conjunto com os mesmos, geralmente são feitos de material endurecido para modificar a resistência, a tração e o desgaste, conforme apresentado por Norton (2004).

2.2.2 Parafusos de fixação

Os parafusos de fixação têm como principal objetivo manter a união entre dois corpos. Estes parafusos podem ser arranjados para resistir a cargas de tração, de cisalhamento, ou ambas. Este tipo de parafuso pode ser classificado de diferentes maneiras: por meio do uso pretendido, pelo tipo de rosca, pelo tipo de cabeça e por sua resistência. Existe uma variedade muito grande de materiais utilizados na fabricação deste tipo de parafuso, incluindo o aço, aço inoxidável, alumínio, latão, bronze e plásticos.

O mesmo parafuso pode receber um nome diferente quando utilizado de uma maneira particular, como por exemplo, um parafuso porca, que é um fixador com uma cabeça e corpo reto, com filetes de rosca cujo uso prevê a utilização de uma porca para manter as partes do conjunto unidas. Já o parafuso máquina, ou parafuso de cabeça é rosqueado a um furo em vez de ser engajado a uma porca.

Existem os parafusos de roscas variadas, tais como, roscas espaçadas ou auto-atarrachantes, roscas de máquina e rosca espiral. Cada um com sua vantagem para sua respectiva utilização, conforme podemos averiguar na FIG 2.8.

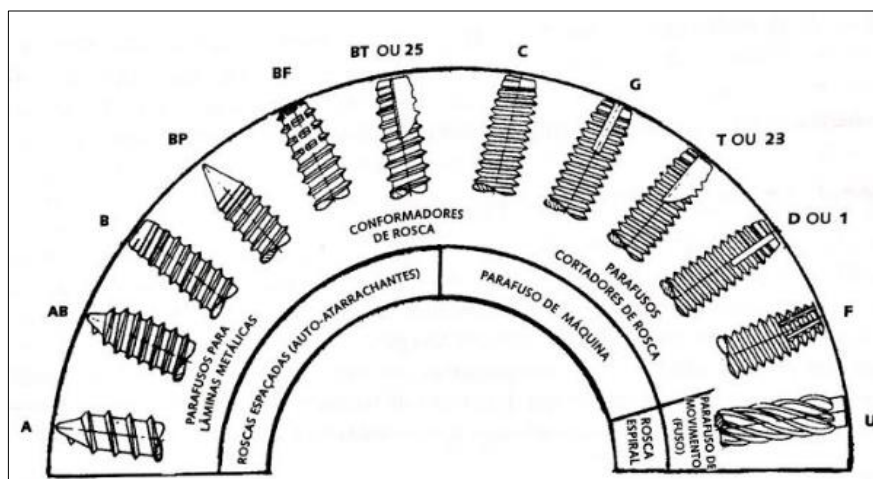


FIGURA 2.8 - Vários estilos de roscas utilizadas em parafusos de fixação.

FONTE - NORTON, 2004, p.774.

Por fim temos os vários estilos diferentes de cabeça de parafusos que são fabricados incluindo os de fenda reta, fenda em cruz (Phillips), hexagonal de encaixe e outras. As formas de cabeça, apresentadas na FIG 2.9, podem ser redondas, planas, cilíndrica abaulada, de panela, etc. Para cada utilização e ou finalidade existe um formato que melhor possa atender às condições de contorno do problema (NORTON, 2004).

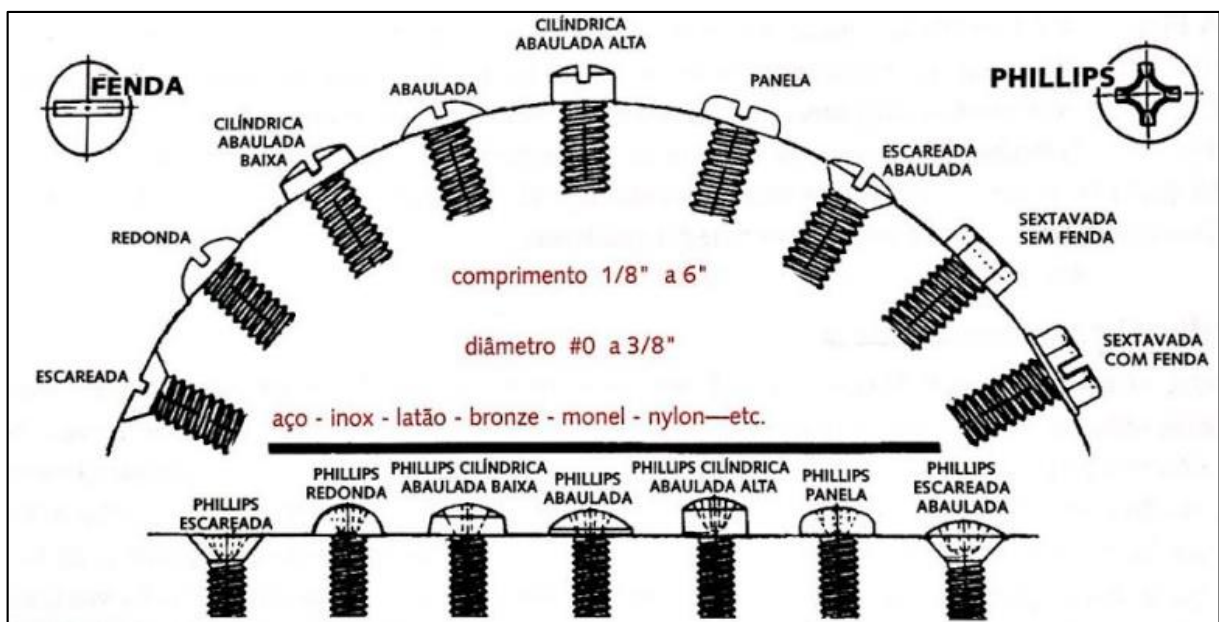


FIGURA 2.9 - Vários estilos de cabeças utilizadas em pequenos parafusos de máquinas.

FONTE - NORTON, 2004, p.774.

2.2.3 Arruelas

As arruelas possuem a função de distribuir o mais igualmente possível, a força de aperto entre a porca, o parafuso e as demais partes montadas em um conjunto. Em algumas situações específicas, elas também funcionam como elementos de trava para este mesmo sistema de montagem. Na FIG 2.10, pode-se observar alguns tipos diferentes de arruelas, sendo que cada uma possui uma especificação diferente para seu uso na montagem de um equipamento.

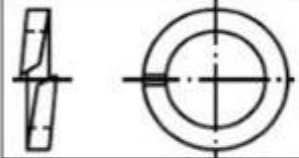
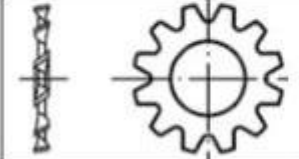
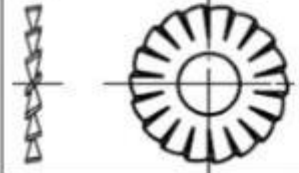
Desenho	Descrição	Aplicação
	Arruela lisa.	Distribui igualmente o aperto, sendo utilizado em apertos com pouca vibração.
	Arruela de pressão.	Evita o afrouxamento do parafuso e da porca. Para conjuntos com grandes vibrações e esforços.
	Arruela dentada.	Para conjuntos com grandes vibrações, mas pequenos esforços.
	Arruela serrilhada.	Para conjuntos com grandes vibrações e esforços médios.

FIGURA 2.10 - Alguns exemplos de arruelas, suas descrições e respectivas aplicações.

FONTE - <http://www.ebah.com.br/content/ABAAgyFcAF/componentes-mecanicos-desenho-mecanico>

Existem algumas arruelas especiais, fabricadas especialmente para otimizar o processo de travamento do conjunto montado, evitando a ocorrência do afrouxamento do conjunto, também denominado comumente como “falha por parafuso frouxo”.

Na FIG 2.11 segue um exemplo de uma arruela especial, fabricada especialmente para este fim. Pode-se observar que sua eficiência em relação às outras formas de fixação com arruela comuns do mercado é extremamente superior, quando exigida uma carga cíclica, que é o principal fator de falha de um conjunto montado por juntas aparafusadas.

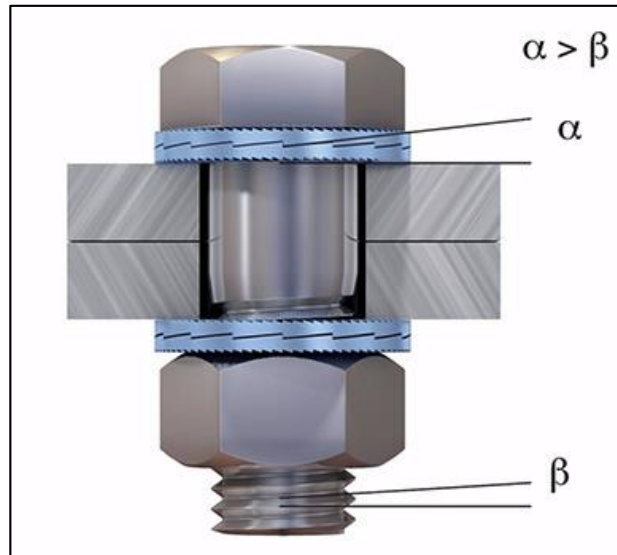


FIGURA 2.11 - Exemplo de arruela estriada do tipo X-Nord-lock™ .

FONTE - http://www.Nord-lock™.com/wp-content/uploads/2012/05/NL-washers_product-brochure_70025EN_201211.pdf

Este tipo especial de arruela, da fabricante Nord-lock™, possui como principal diferença a fixação de uniões aparafusadas por meio de tensão ao invés do atrito. Sua capacidade de manter a união aparafusada com uma carga constante é sensivelmente superior aos concorrentes, conforme resultado de testes de vibração para manutenção da pré-carga em juntas aparafusadas, apresentado na FIG 2.12 (NORD-LOCK, 2017).

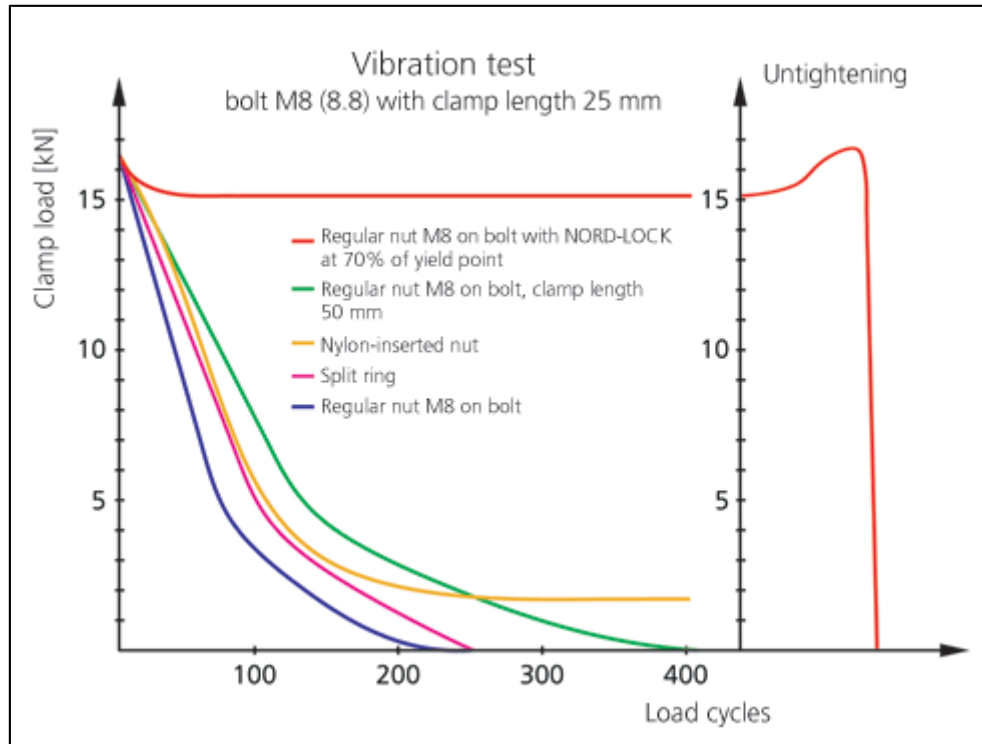


FIGURA 2.12 - Relação entre pré-carga e cargas cíclicas, comparando a arruela Nord-lock™ (vermelho) e outras arruelas com tecnologias diferentes. Resultado do teste de manutenção de pré-carga, entre arruelas diferentes, utilizadas em um parafuso de especificação M 8 (8.8), com uma pré-carga de fixação de aproximadamente 16 kN.

FONTE - http://www.nord-lock.com/wp-content/uploads/2012/05/NL-washers_product-brochure_70025EN_201211.pdf

2.3 Ciência dos materiais

A ciência dos materiais envolve a investigação das relações entre as estruturas e as propriedades dos materiais. A engenharia de materiais consiste, com base nestas correlações, estrutura-propriedade, no projeto ou engenharia da estrutura de um material para produzir um conjunto. Por estrutura de um material, pode-se entender de uma maneira geral e sucinta, o arranjo dos seus componentes internos, sendo que no nível atômico, a estrutura engloba a organização dos átomos ou das moléculas, uns em relação aos outros. Já a noção de propriedade de um material é uma característica deste mesmo material, em termos do tipo e da magnitude da sua resposta a um estímulo específico que lhe é imposto. As definições das

propriedades dos materiais geralmente são feitas de modo que elas estejam independentes da forma do tamanho do material (CALLISTER, 1999).

Basicamente os materiais sólidos, foram agrupados em três categorias, sendo elas:

- Metais: são compostos por um ou mais elementos metálicos e, muitas vezes, também, por elementos não metálicos, tais como o nitrogênio, oxigênio e o carbono. Os metais são bastante utilizados por serem relativamente resistentes e rígidos, e ainda assim permanecerem relativamente dúcteis. Também são condutores de eletricidade e de calor extremamente eficientes e possuem uma aparência brilhosa após serem polidos.

- Cerâmicos: são compostos formados por elementos não metálicos e metálicos, sendo na maioria das vezes nitretos, óxidos e carbetos. Possuem como uma de suas principais características, em relação ao seu comportamento mecânico, elevada dureza e resistência ao desgaste, além de uma relativa rigidez e resistência.

- Polímeros: são compostos orgânicos que incluem os plásticos e as borrachas, que têm sua química baseada no hidrogênio, carbono e em outros elementos não metálicos. Para estes materiais, suas principais características são a baixa densidade específica, além de serem extremamente dúcteis e flexíveis, porém possuem uma tendência a amolecer em temperaturas modestas.

Para o melhor entendimento do comportamento dos metais que é o foco deste estudo, será necessário um maior detalhamento de suas características e estudos para a determinação das mesmas. Essas características são exploradas nos tópicos seguintes.

2.3.1 Microestrutura e composição química dos aços

Na maioria dos materiais, inclusive nos aços, os grãos constituintes do mesmo, possuem dimensões microscópicas, com diâmetros que podem ser da ordem de micra (um micron, às vezes também chamado de micrometro, equivale a 10^{-6} m) e seus detalhes devem ser investigados utilizando-se algum tipo de microscópio. O tamanho e a forma do grão são apenas duas das características do que é denominado microestrutura, sendo que para o melhor estudo destas características é comumente utilizada a investigação metalográfica.

A Metalografia é uma técnica de investigação microscópica, que utiliza os contrastes na imagem produzida e que resulta da diferença na refletividade das várias regiões

da microestrutura. O exame metalográfico apresentado na FIG 2.13 tem esta denominação porque os metais foram os primeiros materiais a serem examinados utilizando-se esta técnica.

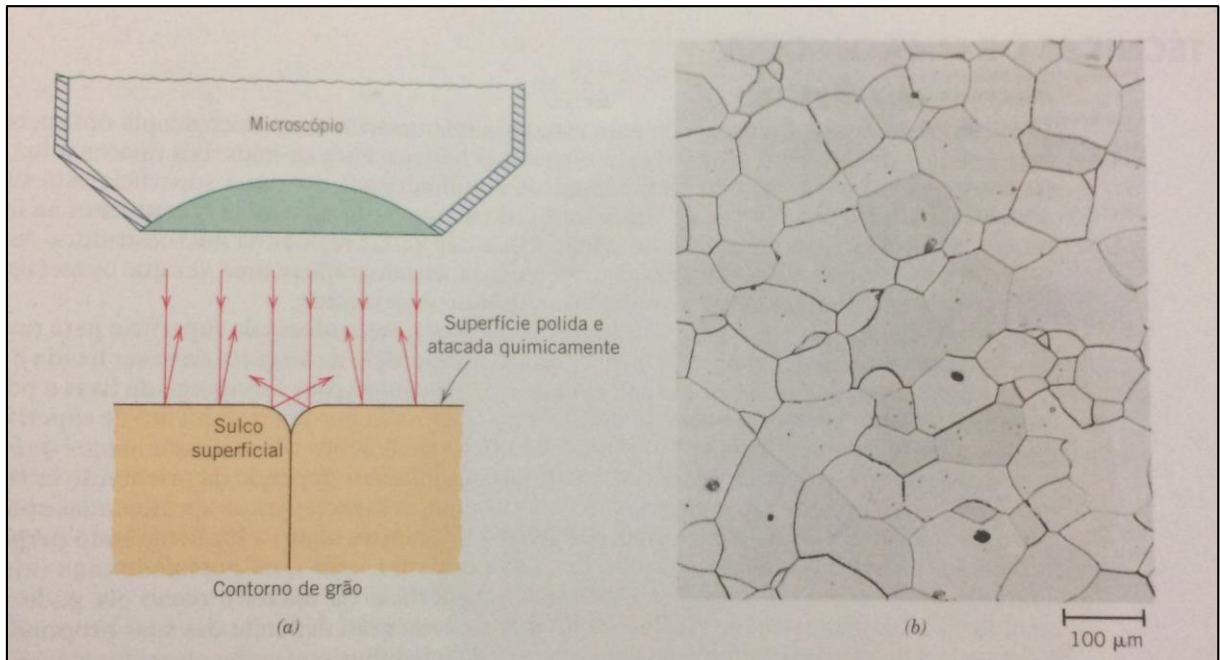


FIGURA 2.13 - (a) Seção de um contorno de grão e o sulco superficial produzido por um ataque químico; as características de reflexão da luz na vizinhança do sulco também são mostradas. (b) Fotomicrografia da superfície de uma amostra policristalina de uma liga de ferro-cromo, polida e atacada quimicamente, onde os contornos dos grãos aparecem escuros. Ampliação de 100 vezes.

FONTE - CALLISTER, 2012, p.94.

Os aços são ligas de ferro-carbono que podem conter concentrações apreciáveis de outros elementos de liga. Existem milhares de ligas com diferentes composições e/ou tratamentos térmicos conforme pode ser observado na FIG 2.14. As suas propriedades mecânicas são sensíveis ao teor de carbono subdividindo os aços em relação a esta concentração, como baixo, médio e alto teor de carbono, sendo que normalmente este teor fica abaixo de 1,0%.

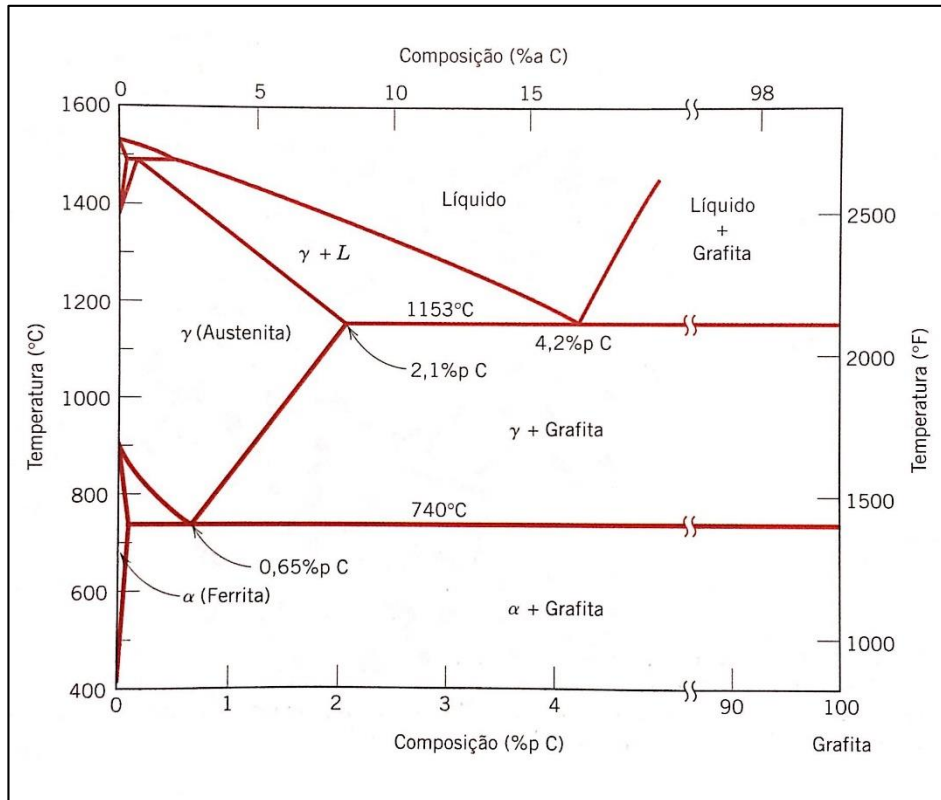


FIGURA 2.14 - O verdadeiro diagrama de equilíbrio de fases ferro-carbono, com a grafita no lugar da cementita, como uma fase estável.

FONTE - CALLISTER, 2012, p.341

Além disso, para cada adição de um diferente elemento de liga, com um diferente percentual, para a geração de uma nova composição, há uma diferença na estrutura deste material e conseqüentemente as propriedades mecânicas resultantes também serão modificadas. Em resumo, como existem milhares de ligas com diferentes composições, existem também milhares de estruturas e milhares de propriedades mecânicas que podem ser utilizadas para diversas finalidades de acordo com a necessidade de cada projeto.

2.3.2 Análise de dureza

Conforme descrito por Callister (2012) outra propriedade mecânica que pode ser importante considerar é a dureza que é uma medida da resistência de um material a uma deformação plástica localizada (por exemplo, uma pequena impressão ou um risco). Os primeiros ensaios de dureza foram baseados em minerais naturais, com uma escala construída unicamente em função da habilidade de um material riscar outro material mais macio, sendo

denominado como escala de Mohs. Ao longo dos anos foram desenvolvidas técnicas quantitativas de dureza, nas quais um pequeno penetrador é forçado contra a superfície de um material a ser testado, sob condições controladas de carga e de taxa de aplicação. A profundidade ou o tamanho da impressão resultante é medida e então relacionada a um número de dureza. Assim, quanto mais macio for o material, maior e mais profunda será a impressão, e menor será o número índice de dureza. Deve-se tomar cuidado ao comparar valores determinados por técnicas diferentes.

Os ensaios de dureza apresentados na FIG 2.15 são simples e baratos, pois não há a necessidade de um corpo de prova especial para a realização do mesmo. Além disso, os equipamentos de ensaio são relativamente baratos. Outra vantagem é que o ensaio não é destrutivo, pois não há nada além como resultado, do que uma pequena impressão de deformação. Outras propriedades mecânicas podem ser estimadas a partir dos dados de dureza, tal como o limite de resistência à tração.

O método mais comumente utilizado para medir a dureza é o ensaio Rockwell, pois além de ser muito simples não exige nenhuma habilidade especial do executor. O dispositivo moderno para efetuar medições da dureza Rockwell é automatizado e muito simples de ser usado; a leitura da dureza é direta e cada medição exige apenas alguns segundos. Por exemplo, 70 HRC representa uma dureza Rockwell de 70 na escala C.

Existe também o ensaio Brinell, assim como nas medições Rockwell, um penetrador esférico e duro é forçado contra a superfície do metal a ser testado para a obtenção da impressão do diâmetro resultante. O diâmetro é medido com um microscópio e empregada uma escala que está gravada na ocular e assim convertido no número HB. Outros ensaios também existentes, mas os menos utilizados são os ensaios de microdureza Knoop e Vickers.

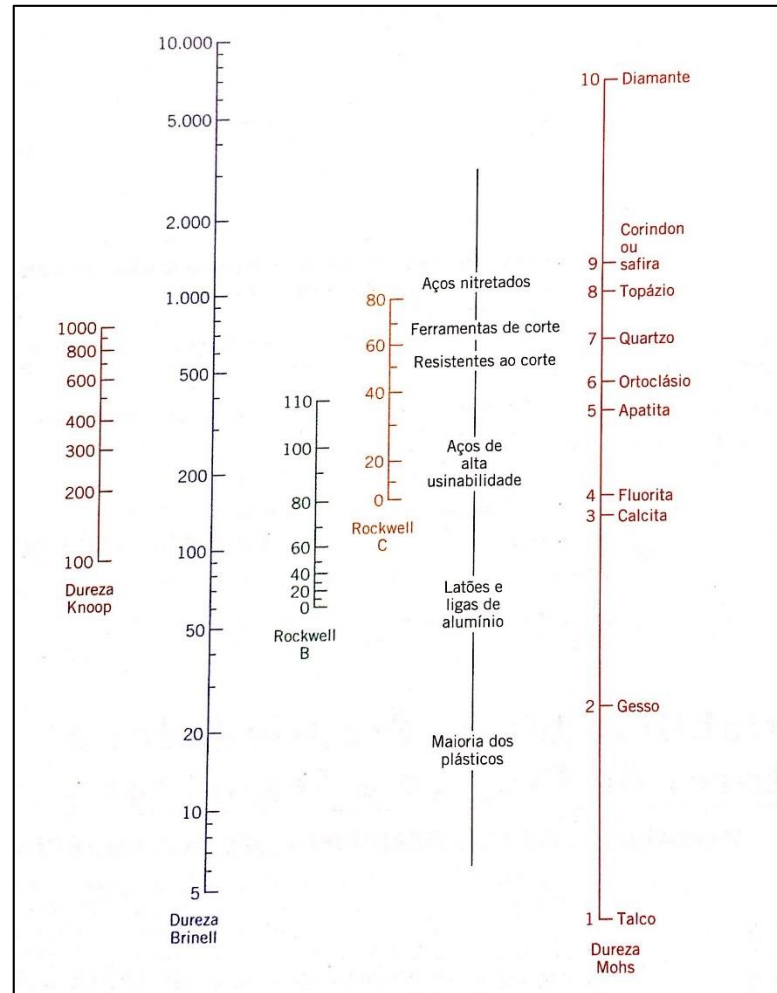


FIGURA 2.15 - Comparação entre várias escalas de dureza.

FONTE - CALLISTER, 2012, p.153.

Tanto o limite de resistência à tração quanto a dureza são indicadores de resistência de um metal à deformação plástica. Conseqüentemente, eles são aproximadamente proporcionais, para o limite de resistência à tração em função da dureza HB para o ferro fundido, o aço e o latão. Como regra geral para a maioria dos aços, a dureza HB e o limite de resistência à tração estão relacionados de acordo com a EQ (2.2).

$$LRT(MPa) = 3,45 \times HB \quad (2.2)$$

2.3.3 Resistência a tração e tensão limite de escoamento

A deformação elástica ocorre apenas até as deformações de aproximadamente 0,005, para a maioria dos materiais metálicos. A tensão não é mais proporcional à deformação (Lei de Hooke) conforme o material é deformado além desse ponto e, ocorre uma deformação permanente, não recuperável, denominado como deformação plástica.

Uma importante consideração para a maioria das estruturas projetadas é assegurar que ocorra apenas deformação elástica quando uma tensão for aplicada. Uma estrutura ou componente que tenha sido deformado plasticamente, ou que tenha sofrido mudança permanente em sua forma, pode não ser capaz de funcionar como programado. Torna-se, portanto, desejável conhecer o nível de tensão no qual tem início a deformação plástica, ou no qual ocorre o fenômeno do escoamento. Para metais que apresentam essa transição gradual de deformação elástica para deformação plástica, o ponto de escoamento pode ser determinado como aquele onde ocorre o afastamento inicial da linearidade na curva tensão-deformação. Este ponto é algumas vezes chamado de limite de proporcionalidade.

2.3.4 Ductilidade

Ductilidade é uma medida do grau de deformação plástica que foi suportado até a fratura. Um metal que sofra uma deformação plástica muito pequena ou mesmo nenhuma deformação plástica até a fratura é denominado frágil. A ductilidade pode ser expressa quantitativamente tanto como um alongamento percentual quanto como uma redução percentual na área. O alongamento percentual (%AL) é a porcentagem de deformação plástica na fratura como descrito na EQ (2.3), sendo que l_f é o comprimento no momento da fratura e o l_0 , é o comprimento útil original.

$$\%AL = \left(\frac{l_f - l_0}{l_0} \right) \times 100 \quad (2.3)$$

Já a redução percentual na área (%RA) é definida como descrito na EQ (2.4), onde A_0 é a área da seção transversal original e A_f é a área da seção transversal no ponto de fratura. Os valores da redução percentual na área são independentes tanto de l_0 quanto de A_0 .

$$\%RA = \left(\frac{A_0 - A_f}{A_0} \right) \times 100 \quad (2.4)$$

Um conhecimento da ductilidade dos materiais é importante por pelo menos duas razões. Em primeiro lugar, ela indica ao projetista o grau ao qual uma estrutura irá se deformar plasticamente antes de fraturar. Em segundo lugar, ela especifica o grau de deformação permitido durante as operações de fabricação.

2.3.5 Tenacidade e ensaios de impacto

No passado antes do advento da mecânica da fratura como uma disciplina científica houve a necessidade do desenvolvimento de técnicas de ensaio por impacto objetivando a determinação das características de fratura dos materiais quando os mesmos estiverem sob altas taxas de carregamento. Nesta época, quando eram realizados ensaios de tração em laboratório, concluiu-se que os resultados obtidos (sob baixas taxas de carregamento) não poderiam ser extrapolados para prever o comportamento à fratura. Devido a esta demanda, foram desenvolvidos dois ensaios padrão, o Charpy e o Izod, sendo que ambos ainda são utilizados para medir a energia de impacto, que, em algumas vezes, é também denominada de tenacidade ao entalhe.

Conforme descrito por Callister (2012), a técnica Charpy do entalhe em “V” é a mais comumente utilizada atualmente. Tanto a técnica Charpy quanto Izod, o corpo de provas possui a forma de uma barra com seção transversal quadrada, na qual é usinado um entalhe na forma de “V”, apresentado na amostra (a) da FIG 2.16. O equipamento para a realização dos ensaios de impacto com entalhe em “V” está ilustrado esquematicamente na amostra (b) da FIG 2.16. A carga é aplicada como um impacto instantâneo, transmitida a partir de um martelo pendular balanceado, que é liberado de uma posição predeterminada a uma altura fixa h . O corpo de provas fica posicionado na base e com a liberação do martelo a aresta afilada do pendulo atinge e fratura o corpo de provas no entalhe, que atua como um ponto de concentração de tensões para este impacto a alta velocidade. O pêndulo continua o seu trajeto, elevando-se a uma altura máxima h' , que é menor que h . A absorção de energia, calculada a partir da diferença entre h e h' , é uma medida da energia do impacto. A diferença principal entre as técnicas Charpy e Izod está na maneira como o corpo de provas é suportado, como ilustrado na amostra (b) da FIG 2.16.

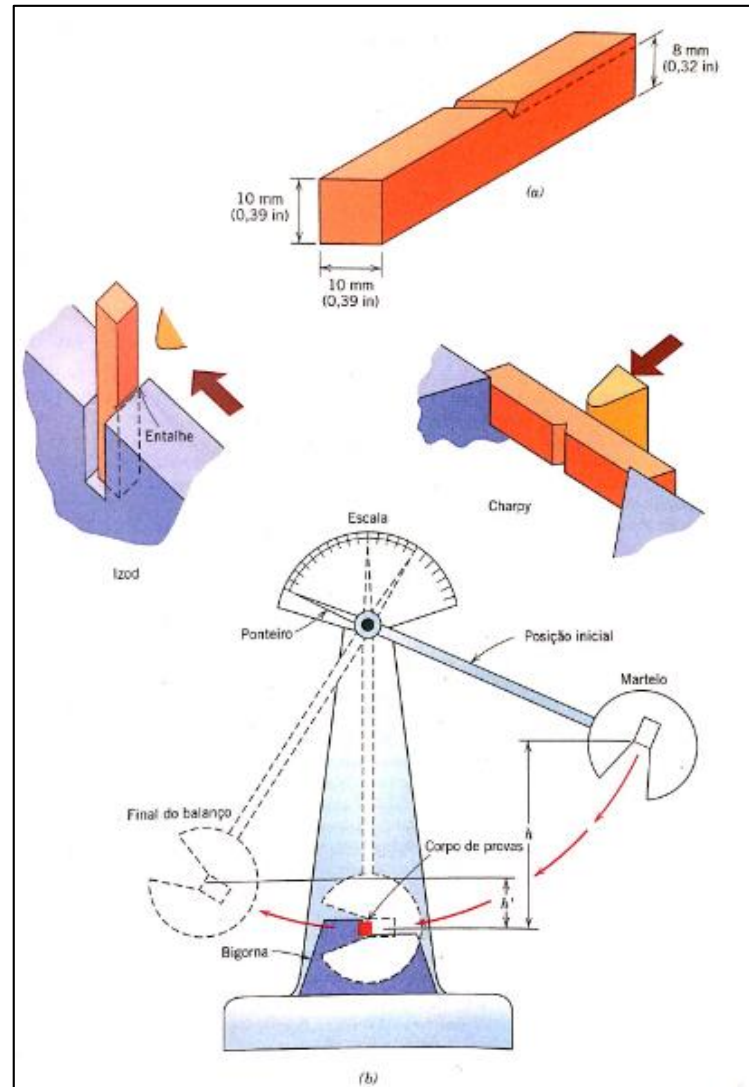


FIGURA 2.16 - (a) Corpo de provas utilizado nos ensaios de impacto Charpy e Izod. (b) Desenho esquemático de um equipamento para ensaios de impacto.

FONTE - CALLISTER, 2012, p.215.

2.3.6 Modulo de Young ou modulo de elasticidade

Dentre as várias características dos materiais, existe uma das quais é chamado de módulo de Young, ou também conhecido como módulo de elasticidade, que de acordo com Callister (2012), é denominado como a razão entre a tensão e a deformação na direção da carga aplicada, sendo esta a máxima tensão que este material suporta sem sofrer qualquer deformação permanente. Ou seja, pode-se medir a rigidez de um material sólido através deste módulo.

2.4 Fadiga dos materiais

A fadiga dos materiais e principalmente dos metais vem sendo estudada por mais de 150 anos, sendo que August Wöller, apesar de não ser o primeiro, é um dos mais famosos pesquisadores a respeito deste assunto. Durante o período de 1850 a 1875, ele concluiu experimentos para estabelecer qual seria a tensão cíclica, abaixo da qual, a falha por fadiga não ocorreria, conforme descrito por Bannantine *et al.* (1980). O diagrama ou curva S-N (Solicitação contra número de ciclos), ou curva de Wöller, tornou-se a forma padrão para caracterizar o comportamento dos materiais submetidos a solicitações alternadas e ainda é utilizado atualmente (NORTON, 2004). As curvas S-N são produzidas através do grafismo resultante da solicitação aplicada contra o número de ciclos para a fratura em escala logarítmica. Assim sendo, a relação do desempenho de diferentes materiais pode ser comparada com diversos níveis de carga (SCHUTZ, 1996).

A maior parte das falhas de equipamentos e seus componentes ocorrem devido ao processo de fadiga (BATHIAS; PINEAU, 2010). Mais precisamente, existe uma estimativa de que aproximadamente 90% das falhas em componentes mecânicos ocorrem devido ao processo de falha por fadiga (STEPHENS *et al.* 2001; CALLISTER, 2012; DIETER, 1998). Em uma de suas definições a fadiga pode ser entendida como um processo progressivo de alteração estrutural localizada, devido a condições geradoras de tensões e deformações flutuantes neste ponto, podendo assim, gerar trincas ou a falha catastrófica por fratura, após um número de flutuações suficientes (ASM, 1986). Já Norton (2004), não descreve exatamente a fadiga, mas sim, o mecanismo da falha por fadiga que sempre tem início com uma pequena trinca, que pode estar presente no material desde a sua manufatura ou desenvolver-se ao longo do tempo devido às deformações cíclicas ao redor das concentrações de tensões. As trincas de fadiga geralmente têm início em um entalhe ou em algum outro elemento de concentração de tensão. Este mecanismo de falha por fadiga possui três estágios: início da trinca, propagação da trinca e, ruptura repentina devido ao crescimento instável da trinca.

O início da trinca, também chamado de nucleação, pode representar na região de fadiga de baixo ciclo, somente uma pequena fração da vida em fadiga total. No entanto, ela também pode representar uma parte substancial na região de vida em fadiga de alto ciclo e quase toda a vida na região de giga-ciclo (LUKÁS; KUNS, 2001). Este estágio de nucleação

representa, em muitos casos práticos, uma parte significativa da vida em fadiga, podendo chegar em até 90% do tempo de vida (BATHIAS; PINEAU, 2010). Na FIG 2.17 pode-se observar os dois primeiros estágios representados pela região da propagação lenta da trinca (área clara) e o terceiro estágio (área escura) pela região de falha rápida.



FIGURA 2.17 - Superfície de falha por fadiga.

FONTE - CALLISTER, 2012, p.224.

Conforme descrito por Fine (1996), existem três condições que devem ser satisfeitas simultaneamente, para que o processo de falha por fadiga aconteça: tensões cíclicas, tensões trativas e deformação plástica. No entanto, as tensões trativas tal como a deformação plástica podem ser apenas locais.

Considerando a curva S-N para alguns materiais, mas principalmente para os ferrosos metais, podemos dividi-la em duas regiões, sendo a primeira de baixo ciclo (até 1×10^3 ciclos) e a segunda chamada de alto ciclo (acima de 1×10^3 ciclos). Além disso, também pode-se separar a curva S-N em outras duas partes quanto à previsão de vida do material,

sendo a primeira a região de vida finita (de 0 até 1×10^6 ciclos) e a região de vida infinita (acima de 1×10^7 ciclos) existindo assim uma zona de transição entre elas, conforme mostrado na FIG 2.18 (SHIGLEY, 2001).

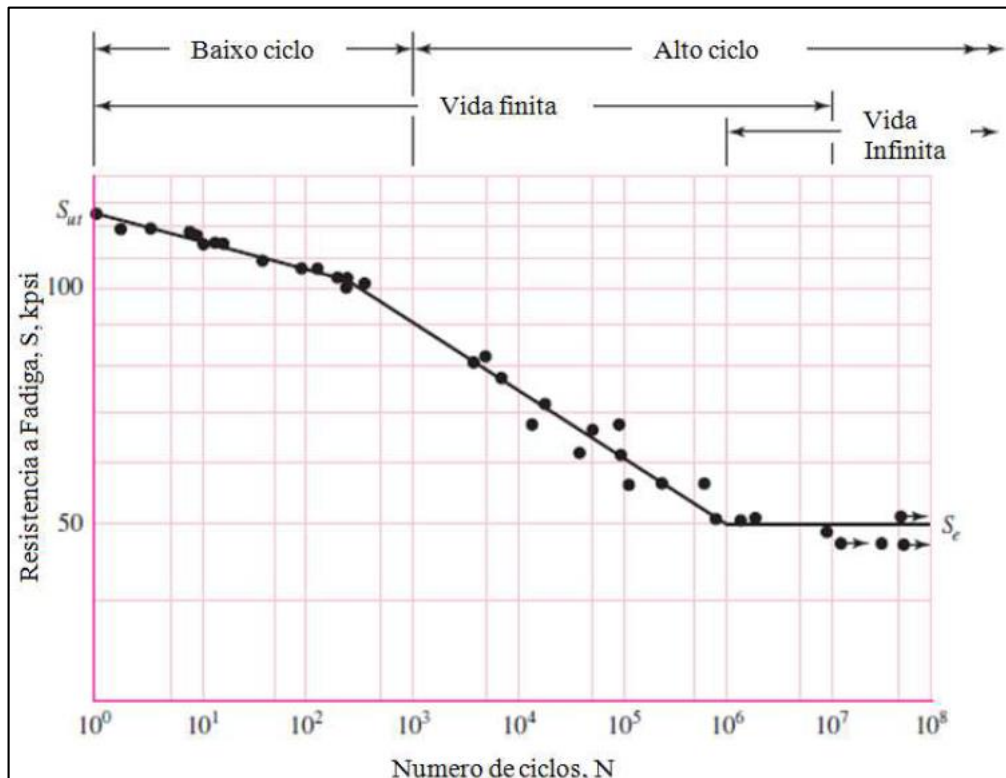


FIGURA 2.18 - Representação de uma curva S-N apresentando as diferentes regiões de comportamento dos metais.

FONTE - SHIGLEY, 2001, p.231.

2.5 Tribologia e o atrito

A Tribologia é oriunda do grego, devido à palavra *tribus*, que significa atrito entre dois corpos. Já Hermano (2003) e Hutchings (1995) definem a Tribologia como sendo a ciência e a tecnologia de superfícies que interagem em movimento relativo, envolvendo também o conteúdo do estudo de atrito, desgaste e lubrificação. Ao entrar em contato com duas superfícies, elas entrarão em contato somente em alguns pontos em áreas que toquem porque são mais prostradas, mas quando há um aumento na carga haverá mais pontos de contato que suportarão a carga normal na superfície e gerarão a força de fricção entre eles.

Derivado da tribologia, o atrito, já é estudado há vários séculos, sendo Leonardo da Vinci o primeiro pesquisador a descrevê-lo, gerando estudos em várias superfícies e em inclinações diferentes, entendendo assim a influência da área de contato aparente em relação à resistência ao atrito (PERSSON, 2000).

Amontons em 1699 (1ª e 2ª Lei) e Coulomb em 1785 (3ª Lei), anos após estes primeiros estudos, geraram novas análises sobre as influências do atrito sobre superfícies e publicaram as três Leis de Atrito e deslizamento, conhecidas atualmente como descrito a seguir (ROTTLER; ROBBINS, 2005; HUTCHINGS, 1995):

1ª Lei: A força de atrito é proporcional à carga normal;

2ª Lei: A força de atrito é independente da área de contato aparente;

3ª Lei: A força de atrito é independente da velocidade de deslocamento;

Além de ser um dos mais antigos estudos realizados pela física, o atrito possui uma enorme importância prática para inúmeros fins do cotidiano humano, incluindo vários impactos negativos nas diversas economias pelo mundo, através de sua influência de desgaste de materiais e componentes, em diversos equipamentos industriais (PERSSON, 1999; KHODDAMAMZADEH *et al.*, 2009). Este impacto econômico e o seu potencial para a geração de economia de energia através da redução do desgaste dos materiais através da redução do atrito é a principal importância da tribologia nos dias atuais (CZICHOS, 1995).

O desgaste de materiais e componentes é derivado das interações diretas entre as superfícies de contato destes, gerando assim uma perda de energia devido ao atrito. Ou seja, um desperdício energético, que pode consumir algo em torno de 30% de perda da energia gerada, nos equipamentos atuais do início do século XXI, conforme estudo realizado (STACHOVAK; BATCHELOR, 2001).

Cardoso (2017) descreve que a falta ou má lubrificação de componentes está associada às falhas que ocorrem nos mesmos, sendo que 72% das falhas nas máquinas e equipamentos no Brasil estão relacionadas à degradação das superfícies devido a esta má lubrificação e ao uso de lubrificantes fora de especificação ou normas. No Japão, por exemplo, este número cai para apenas 17%.

2.5.1 Características das superfícies em contato

Quando equipamentos ou produtos são produzidos através das diversas técnicas existentes para tal, como a usinagem mecânica, as superfícies dos materiais utilizados na fabricação contêm irregularidades de várias ordens de grandeza, variando desde rugosidades visíveis a olho nu, até variações de ordem atômicas (BHUSHAN, 2000) gerando asperezas, chamadas de picos e vales que geralmente variam em escala microscópica (ZUM-GAHR, 1987; HUTCHINGS, 2000). Como descrito por Persson (2000), as asperezas de uma superfície podem provocar o aumento do atrito para rugosidades elevadas. Este aumento de atrito também ocorre em superfícies muito limpas com rugosidades superficiais extremamente baixas e macias à aderência, aumentando a área de contato e conseqüentemente o atrito.

Devido a estas variações de rugosidade (picos e vales) nas superfícies dos materiais, quando duas áreas entram em contato, apenas alguns pontos dos referidos picos entram em contato entre as superfícies, denominando assim o contato pontual nas regiões que são as junções. O somatório destas áreas de contato tem como resultante a área real de contato que é quase sempre menor que a área de contato aparente (PERSON, 2000; HUTCHINGS, 1995; TOMANIK, 2000; ZUM-GAHR, 1987; HERMANO, 2003).

A interação entre as superfícies de dois ou mais corpos diferentes, através do movimento relativo entre elas, gera uma perda progressiva do material destas superfícies em contato, definindo assim o desgaste de superfícies (HUTCHINGS, 1995; ZUM-GAHR, 1987). A intensidade da força de atrito gerada entre as superfícies varia de acordo com a interação entre as superfícies e as suas características físicas nas junções (NONATO, 2005). Isso gera o que é determinado como coeficiente de atrito (μ), que é a razão entre a força de atrito (F_a) e a força de carregamento (W), conforme FIG 2.19 e EQ (2.5).

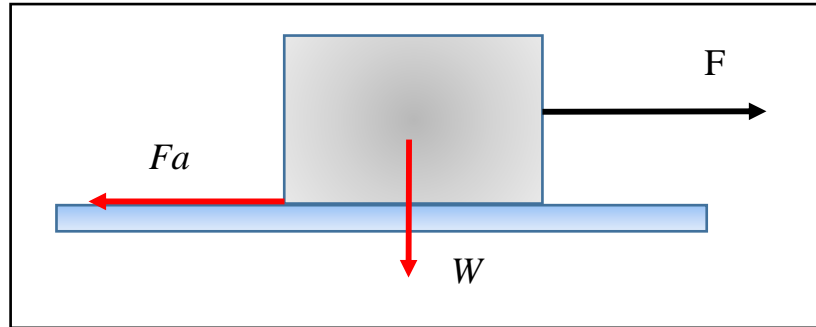


FIGURA 2.19 - Representação da Força de atrito (Fa) para um corpo interagindo com uma superfície plana, através de uma força normal de carregamento aplicada (W).

FONTE – Adaptado de NONATO, 2005.

$$\mu = \left(\frac{Fa}{W} \right) \quad (2.5)$$

Existem basicamente cinco tipos diferentes de movimento relativo, entre as superfícies de um corpo sólido, de acordo com Zum-Gahr (1987) e Santana (2009), que são: deslizamento, rolamento, oscilação, impacto e fluxo, mostrados na FIG 2.20.

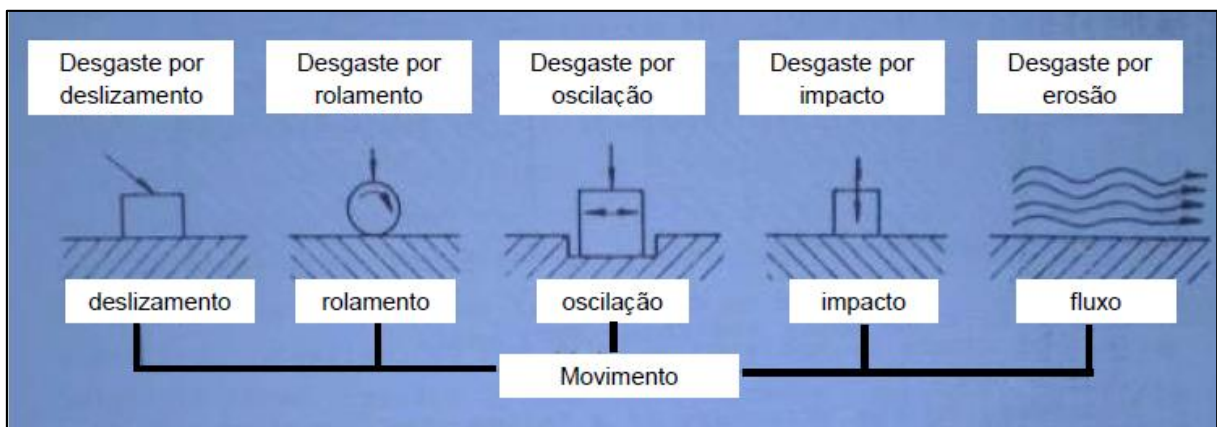


FIGURA 2.20 - Classificação do desgaste através dos modos de desgaste.

FONTE - SANTANA (2009).

Já com relação às formas de desgaste, ainda se está praticamente na era do bronze, em relação à quantidade de conhecimento existente, devido à enorme variedade de condições de contorno e materiais utilizados em todo o mundo, com a tecnologia atual. O termo desgaste possui pelo menos quatro tipos distintos e independentes de fenômenos que possuem apenas uma coisa em comum, que é a remoção de material sólido das superfícies em contato e com

movimento relativo. Em outras palavras pode-se dividir os tipos de desgaste nos cinco tipos descritos abaixo (BURWELL, 1958).

- 1- Desgaste por adesão: Ocorre quando duas superfícies sólidas estão em contato e pelo menos uma em movimento, estejam lubrificadas ou não. O desgaste por adesão continua mesmo quando outros tipos de desgaste já foram eliminados – não importa o quão planas e o quão limpas as superfícies estejam.
- 2- Desgaste por Abrasão: Remoção de material sólido de uma superfície, através de outra superfície ou partículas muito mais duras, que arranham e arrancam o material da mesma através da fricção.
- 3- Desgaste por Corrosão: Ocorre quando um meio corrosivo produz uma reação, em uma ou ambas as superfícies em contato, sendo que este produto da reação é retirado pela fricção entre elas.
- 4- Desgaste por Fadiga Superficial: Resultado de superfícies sob movimento de rolamento e tensões cíclicas tribológicas. Caracterizada por separação de material localizado, pequenas trincas ou esfoliação. A falha é resultado da fadiga da superfície.
- 5- Outros tipos de menores de desgaste: Erosão (Causada por líquidos a alta velocidade, tais como ocorrem em hélices de barcos ou bombas de pressão); Rebarba de impacto (Ocorrem em superfícies de trabalho de alta dureza em adição ao desgaste abrasivo que se mostram presentes em equipamentos de escavação ou pulverização); entre outros.

Conforme apresentado por Hutchings (1995), o objetivo principal da lubrificação é inserir entre as superfícies de contato e em movimento relativo, uma camada de material, que tente manter uma separação entre as superfícies de contato e tenha, por si só, uma resistência ao cisalhamento menor que a destas superfícies, resultando assim em um menor desgaste destas superfícies. Apesar de em alguns casos, os lubrificantes não conseguirem

eliminar o contato entre as rugosidades das superfícies, ele deve reduzir a resistência da formação de junções.

Por meio da FIG 2.21, pode-se observar o equipamento para testes tribológicos do tipo “Pino sobre disco”, que será utilizado neste trabalho para realizar o levantamento dos valores de coeficiente de atrito entre as superfícies a serem estudadas, levando em consideração os itens aqui apresentados.



FIGURA 2.21 – Tribômetro do tipo “Pino sobre disco”. Fabricante Microtest.

FONTE – Arquivo do Autor.

2.6 Juntas aparafusadas: mecanismos contra falha por “parafuso frouxo”

Existem várias maneiras de se fixar peças e componentes mecanicamente, porém, as juntas parafusadas são as mais utilizadas atualmente. Sua grande aplicação se deve principalmente por sua simplicidade, facilidade de desmontagem, produtividade e custo. Os parafusos e suas forças tensoras têm por objetivo, de acordo com Hermano (2003), manter a junção unida atendendo às funções a ela destinadas, suportando as forças de trabalho que se apresentem.

Em observação ao aperto dos parafusos, o torque aplicado na cabeça do parafuso não reflete o torque real aplicado ao filete de rosca, como descrito por Zou *et al.* (2007) e Eccles *et al.* (2010). Influências como a pré-carga aplicada, a lubrificação do parafuso e o atrito devem ser abordadas para verificar a melhor condição para aplicação de uma junta aparafusada tal qual os parafusos de um Superbolt™, um dos focos deste estudo.

Ao se projetar uma junta parafusada, é importante minimizar as cargas cíclicas aplicadas ao parafuso para evitar fratura e conseqüentemente falha da junta. A fadiga do material ocorre quando um componente é submetido a cargas cíclicas e, se as cargas cíclicas aplicadas são demasiadamente elevadas, fissuras microscópicas irão se formar. Quando atingem um tamanho crítico, a nucleação de uma trinca se propagará até o colapso total. O princípio básico para minimizar ou mitigar isto é a utilização de parafusos para prender os membros rígidos com uma pré-carga alta, conforme Norton (2000).

Uma das características fundamentais do parafuso é sua elasticidade. Esta pode ser melhorada pela utilização de um parafuso comprido ou pela redução do diâmetro da haste do mesmo. Geralmente, é preferível utilizar vários parafusos menores em vez de um com diâmetro maior para uma melhor distribuição de cargas e incremento do número de back-ups para falhas. Um parafuso de grande diâmetro não pode ser pré-carregado adequadamente, pois os ferramentais disponíveis na indústria não possuem capacidade de torque suficiente. Desta maneira o Superbolt™, apresentado na FIG 2.22, aparece como a solução para muitos problemas de fixação para grandes diâmetros e elevadas cargas.

Conforme informações do site oficial da Nord-lock *group* (2017), os tensionadores de juntas, chamados de Superbolt™ são projetados como uma substituição direta para porcas e parafusos convencionais. Estes dispositivos podem ser enfiados em um parafuso, haste rosqueada ou um eixo roscado qualquer, novo ou já usado. A rosca principal serve para posicionar o tensor sobre o parafuso e o parafuso contra a arruela endurecida e a superfície de suporte de carga. Uma vez que ele está posicionado, a tensão real do parafuso é realizada com ferramentas manuais simples torqueando os pequenos parafusos, chamados de jackbolts que circundam a rosca principal. Os jackbolts transferem a pré-carga uniformemente para o fio principal e, conseqüentemente, sobre a junta. O fio principal é apertado, em teoria, através de uma tensão pura, sem torção.



FIGURA 2.22 - Exemplo de um Superbolt™.

FONTE - <http://www.designsourcesales.com/Nord.html>.

Uma grande vantagem de um Superbolt™ é a prevenção da perda de pré-carga. No entanto, a pré-carga aplicada ao Superbolt™ deve atingir a pré-carga necessária, em primeiro lugar. Isto porque, o cumprimento da pré-carga necessária sobre a carga de trabalho é o que mantém os parafusos apertados.

Os torques necessários para apertar o Superbolt™ são mantidos baixos e uma grande pré-carga atuante é dividida ao longo de muitos parafusos menores conhecidos como jackbolts, que são apertadas com ferramentas manuais simples e/ou torquímetro. Além disso, a lubrificação deve ser realizada de forma que perdas por atrito sejam minimizadas. O Superbolt™ atinge altas pré-cargas com excelente precisão e repetitividade, o que ajuda a mantê-las, principalmente, em aplicações térmicas ou dinâmicas.

Assim, para atingir a eficiência do processo de fixação, faz-se necessário compreender os aspectos tribológicos, de tensões em rosca e pré-carga do Superbolt™.

2.6.1 Aspectos tribológicos

No contato de duas superfícies, as mesmas entrarão em contato somente em alguns pontos de áreas que se tocam por serem mais protuberantes. Mas, quando ocorre um aumento de carga, há mais pontos de contato que suportarão a carga normal na superfície e gerarão a força de atrito entre elas.

O nível de estabilidade da pré-carga em um parafuso ou neste caso, de um Superbolt™ é usualmente controlado pelo torque aplicado em cada uma dos jackbolts. O somatório das cargas individuais resulta na pré-carga necessária; ou seja, na pré-carga total aplicada no Superbolt™. Lubrificação (ZOU *et al.*, 2007), materiais (JIANG *et al.*, 2001), *fastener geometry* (BICKFORD, 2007) e o acabamento superficial (NASSAR; SUN, 2007; NASSAR; ZAKI, 2009) são alguns dos fatores que afetam os resultados do torque de pré-carga.

Como descrito por Zhu *et al.* (2016) em geral, 90% do torque de entrada inserido em parafusos roscados é convertido em calor, graças à superação dos dois componentes de torque de fricção, que são o torque de fricção da parte inferior da cabeça do parafuso e o torque de fricção da rosca. O primeiro componente supera o atrito entre a face do parafuso e a superfície da junta e o segundo resiste o atrito entre as roscas macho e fêmea. Apenas 10%, tipicamente, contribuem com a pré-carga alcançada nestes fixadores.

Para tanto, a aplicação da pré-carga em juntas parafusadas exige um conhecimento das condições de atrito de forma que sejam atendidas as condições da junta e para que não ocorra o desaperto dos parafusos.

Existem vários estudos que investigam o comportamento mecânico das juntas parafusadas sob vários ciclos de aperto e desaperto. O torque requerido para aperto do parafuso se divide em três partes conforme Zou *et al.* (2007): (a) o torque necessário a deformar elasticamente o parafuso, (b) o torque necessário para vencer o atrito entre os fios de rosca e, (c) o torque necessário para vencer o atrito entre a cabeça do parafuso e a superfície da junta. Descrevendo estas variáveis em termos tem-se a EQ (2.6):

$$T = F_i \left(\pm \frac{P}{2\pi} + \frac{\mu_t r_t}{\cos \beta} + \mu_n r_n \right) \quad (2.6)$$

Onde T é o torque aplicado ao parafuso, F_i é a pré-carga gerada no parafuso devido ao torque aplicado, P é o passo da rosca (neste termo consideramos positivo para aperto e negativo para o desaperto), μ_t é o coeficiente de atrito entre os filetes de rosca, r_t é o raio de contato efetivo dos filetes, β é metade do ângulo da rosca (30°), μ_n é o coeficiente de atrito entre a cabeça do parafuso e a superfície da junta, e r_n é o raio de contato efetivo entre a cabeça do parafuso e a superfície da junta.

É possível notar então, que o coeficiente de atrito influencia diretamente no resultado do torque T aplicado ao parafuso, bem como na pré-carga Fi que é a principal resultante para a fixação de uma junta parafusada. A tensão nas roscas e essa pré-carga serão melhor exploradas no item seguinte.

2.6.2 Tensões em roscas e pré-carga

Teoricamente, a carga da interação parafuso-porca é compartilhada com todos os filetes de roscas. No entanto, devido às imprecisões nos espaçamentos dos filetes, as cargas se concentram praticamente em sua totalidade no primeiro par de filetes. Os cálculos de tensões em roscas mais conservadores levam em conta esta situação, enquanto os cálculos menos conservadores condicionam a carga em todos os filetes (NORTON, 2000).

Os parafusos em aplicações de alta fixação como os jackbolts sofrem apenas cargas de tração, e a área sob tração (A_t) é calculada com as EQ(2.7), EQ(2.8), EQ(2.9), EQ(2.10) e EQ(2.11) (NORTON, 2000).

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (2.7)$$

Onde, para roscas UNS:

$$d_p = d - \frac{0,649519}{N} \quad (2.8)$$

$$d_r = d - \frac{1,299038}{N} \quad (2.9)$$

E para roscas ISO:

$$d_p = d - 0,649519 p \quad (2.10)$$

$$d_r = d - 1,226869 p \quad (2.11)$$

Com d =diâmetro externo, N =número de filetes por polegada e p =passo em milímetros. Então, conforme Norton (2000) a tensão (σ_t) em uma barra rosqueada devido a uma força axial de tração F sob uma área de seção transversal (A_t) é representada pela EQ (2.12):

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (2.12)$$

Como ocorre em vários casos, o desconhecimento da pré-carga a ser utilizada na junta pode gerar fadiga que é um dos problemas mais comuns em juntas parafusadas. Uma pré-carga apropriada em uma junta parafusada é essencial para um desempenho satisfatório da junta em serviço. Forças de pré-carga insuficientes podem trazer sérios danos aos componentes, como desaperto pela vibração do componente, separação da junta, falha estática ou fadiga dos parafusos. Por outro lado, uma pré-carga excessiva pode induzir ao escoamento ou fratura do parafuso durante o aperto ou em serviço (YANYAO, 2001).

A reutilização dos parafusos por diversas vezes não é aconselhável, devido às deformações que ocorrem no mesmo, gerado pelas cargas atuantes. De acordo com Eccles *et al.* (2010), o aumento na fricção resultante da reutilização pode gerar um efeito adverso na integridade estrutural das juntas devido ao correspondente decréscimo que ocorre na força de fixação.

Juntas parafusadas têm sido muito utilizadas em projetos de estruturas mecânicas em conjuntos de uniões de partes que precisam ser desmontadas. São exemplos, a indústria espacial, a nuclear, a naval, a automotiva, as tubulações, os vasos de pressão, entre outros. Nesse contexto, a aplicação do torque precisa ser bastante controlada. No entanto, controlar a pré-carga aplicada é extremamente complicado devido à dispersão da relação torque – pré-carga (YANYAO, 2001; CROCCOLO *et al.*, 2011; ZHU *et al.*, 2016).

A pré-carga tem um papel fundamental em uniões submetidas a cargas dinâmicas como no caso do Superbolt™. Conforme Norton (2000) explica a partir da FIG 2.23, a força atuante no material e no parafuso é a mesma quando estiverem em contato. Uma vez, que uma carga F_i é inserida por aperto do parafuso, as deflexões do material e do parafuso são controladas pelas suas constantes de mola e atingem os pontos A e B nas suas respectivas curvas.

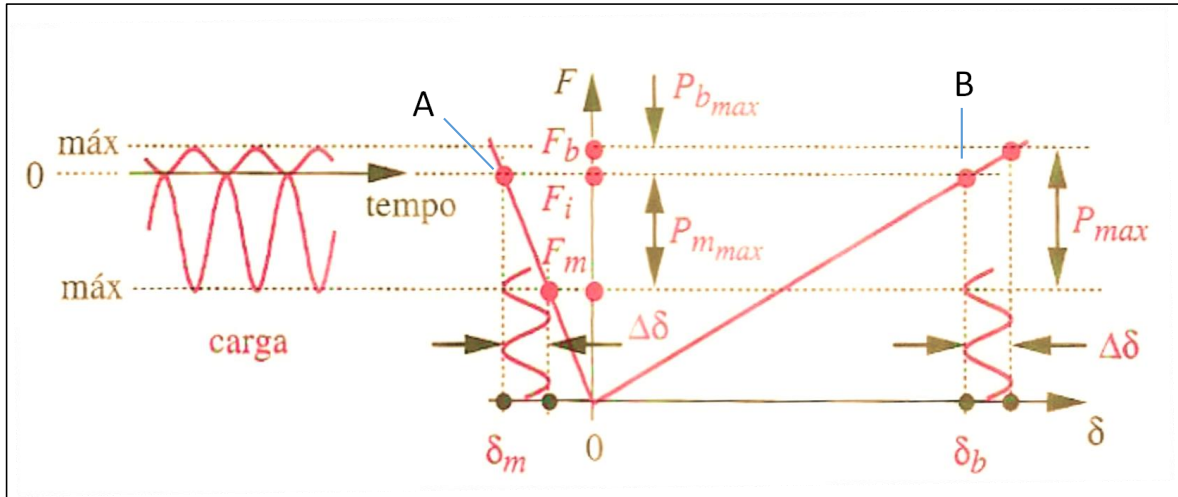


FIGURA 2.23 - Condição de carga dinâmica aplicada a juntas parafusadas.

FONTE – NORTON, 2000, p.417.

Na FIG 2.23, quando a força P é aplicada o parafuso recebe apenas parte desta força devido à presença da pré-carga, o que faz com que o material da junta absorva a maior parte das oscilações de carga. Isto reduz bastante as tensões alternantes de tração no parafuso. Em se tratando de fadiga, as forças compressivas não são tão importantes, logo: a pré-carga diminui as forças trativas beneficiando a junta com relação às cargas cíclicas.

As forças alternada (F_a) e média (F_m) nos parafusos são representadas pelas EQ (2.13), EQ(2.14) e EQ(2.15):

$$F_a = \frac{F_b - F_i}{2} \quad (2.13)$$

$$F_m = \frac{F_b + F_i}{2} \quad (2.14)$$

Sendo F_b :

$$F_b = F_i + CP_c \quad (2.15)$$

Onde F_i é a pré-carga, P_c a carga aplicada no parafuso e C é a constante de rigidez da junta, calculada pela EQ 2.16:

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad (2.16)$$

Com k_b sendo a constante de rigidez do parafuso e k_m a constante de rigidez do material da junta. Para k_b , tem-se a EQ 2.17:

$$k_b = \frac{\pi d^2 E}{4l} \quad (2.17)$$

Onde d é o diâmetro do parafuso, l é o comprimento do parafuso e E é o Módulo de elasticidade do mesmo. As tensões alternada e média no parafuso são calculadas pelas EQ (2.18) e EQ(2.19):

$$\sigma_a = k_f \frac{F_a}{A_t} \quad (2.18)$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{F_m}{A_t} \quad (2.19)$$

Sendo A_t a área sob tensão de tração do parafuso, k_f é o fator de concentração de tensão obtido na TAB 2.1 e k_{fm} que é o fator de concentração para tensões médias e geralmente é 1,0 para parafusos pré-carregados.

TABELA 2.1

Fatores de concentração de tensão à fadiga para parafusos

Dureza Brinell	Grau SAE (UNS)	Classe (ISO)	Roscas Laminada kf	Roscas cortadas kf	Filetes kf
< 200 (recozido)	≤ 2	≤ 5,8	2,2	2,8	2,1
> 200 (endurecido)	≥ 4	≥ 6,6	3,0	3,8	2,3

FONTE: Adaptado de NORTON, 2000, p.833.

A tensão resultante da pré-carga F_i é calculada pela EQ 2.20:

$$\sigma_i = k_{fm} \frac{F_i}{A_t} \quad (2.20)$$

Desta forma, conforme Norton (2000) apresenta, a EQ 2.21 calcula o coeficiente de segurança por fadiga (N_f):

$$N_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut}\sigma_a} \quad (2.21)$$

Onde S_e é o limite de resistência à fadiga e S_{ut} a máxima resistência à tração. Para calcular S_e tem-se a EQ 2.22:

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (2.22)$$

O fator k_a refere-se a constante de carregamento, k_b corresponde ao tamanho da peça, k_c é referente ao coeficiente superficial, k_d corresponde ao coeficiente de temperatura, k_e refere-se ao fator de confiabilidade, e o valor correspondente de S_e' indica a confiabilidade.

Compreendido o sistema de funcionamento e as influências sobre o Superbolt™, segue a metodologia, o experimento realizado e seus resultados e análises.

2.7 Desenvolvimento de produto e inovação em conjunto com a engenharia reversa

2.7.1 Desenvolvimento de produto e a inovação

Para Schumpeter (1976) a inovação pode ser considerada o motor do desenvolvimento econômico, pois é um processo de “destruição criativa”, na qual há um movimento constante pela criação de algo novo que simultaneamente destrói velhas referências e estabelecem novas, como forma de buscar novas fontes de lucratividade. A Organização para Cooperação e Desenvolvimento Econômico (OECD) (2017) apresenta diferentes tipos de inovação, como a Inovação Tecnológica (novos produtos e processos), Inovação do Produto (venda de um produto tecnologicamente transformado) e Inovação do Processo (alteração substancial na tecnologia de produção). Já para Tidd *et al.* (2008) a

inovação é um processo que transforma oportunidade em novas ideias e que as coloca em prática. Nos dias atuais, a inovação é amplamente reconhecida como uma fonte de vantagem competitiva num ambiente organizacional que muda cada vez mais rápido (THOMAS; D'AVENI, 2009). Ainda que existam diversas definições e conceitos voltados à inovação, pode-se perceber que a base da ideia de inovação está relacionada à mudança, ao desenvolvimento econômico e à busca de soluções para o mercado e para a sociedade.

Apesar de sua evidente importância, ainda assim os processos de inovação não podem ser definidos ou metodologicamente estruturados. Como afirmam Garud *et al.* (2011) a inovação é normalmente um processo não linear, com altos e baixos, passível de erros de avaliação, que levarão eventualmente a becos sem saída. Em resumo, um processo bastante complexo e de difícil gestão.

Por outro lado, a inovação tecnológica se refere a produto e/ou processo novo (ou substancialmente aprimorado) para a empresa, não sendo, necessariamente, novo para o mercado/setor de atuação, podendo ter sido desenvolvida pela empresa ou por outra empresa/instituição (PINTEC, IBGE, 2015). Neste caso, muitos dos conhecimentos aplicados a determinada inovação em um setor específico podem ser aproveitados em uma nova situação, aumentando as chances de sucesso da inovação.

Se o processo de inovação é reconhecidamente pouco linear, o desenvolvimento de produtos e processos em si pode ser estruturado de forma a atender a determinados princípios e objetivos e, atender a métricas determinadas. Como exemplo, na área do Design Industrial, a estruturação destes princípios pode ser agrupada no que alguns autores denominam “briefing” (PHILIPS, 2008). Nas áreas das Engenharias são geradas especificações a partir das quais o produto deve ser planejado e desenvolvido de forma a atender as necessidades observadas. A questão principal é como o projeto se insere no processo de inovação, visto que a engenharia, voltada à geração de soluções para problemas técnicos, é por natureza, propensa à atividade inventiva, especialmente no que Pahl *et al.* (2003) chamam de “projetos novos”.

2.7.2 A engenharia reversa

Conforme descrito por Raja e Fernandes (1999), engenharia é o processo de concepção, fabricação, montagem e manutenção de produtos e sistemas. No entanto, existem dois tipos de engenharia, a engenharia de desenvolvimento ou avançada e a engenharia

reversa. A engenharia avançada é o processo tradicional de abstrações de alto nível e projetos lógicos para a implementação física de um sistema. Porém, em algumas situações, pode haver uma parte física, peça ou um produto como um todo, sem quaisquer detalhes técnicos, ou com falhas de informações, tais como desenhos e notas sem dados de engenharia. O processo de duplicação de uma peça existente, subconjunto ou produto, sem desenhos, documentação ou um modelo de computador é conhecida como engenharia reversa.

A engenharia reversa também é definida como o processo de obter um modelo CAD geométrico a partir de pontos 3-D adquiridos por varredura / Digitalização de peças / produtos existentes. O processo de captura digital das entidades de uma componente, designada por engenharia reversa (ER) é muitas vezes, definida por pesquisadores com respeito à sua tarefa específica, como descrito por Motavalli e Shamsaasef (1996). Abella *et al.* (1994, p.381) apresentam a ER em seus estudos como, "o conceito básico de produzir uma parte baseada em um modelo original ou físico sem o uso de um desenho de engenharia ". Yau *et al.* (1995, p.140) definem ER, como o "processo de recuperação de nova geometria de uma parte fabricada digitalizando e modificando um modelo CAD existente ".

Raja e Fernandes (1999) descrevem alguns exemplos de quando é utilizada a ER. Porém, apesar da quantidade de exemplos listados, ainda existem muitos outros que podem ser descritos:

- a) O fabricante original não existe mais, mas o cliente precisa do produto; por exemplo, peças sobressalentes de aeronaves requeridas tipicamente depois de uma aeronave ter estado em serviço por muitos anos.
- b) O fabricante original de um produto deixa de produzir o produto; por exemplo, devido a obsolescência do produto original.
- c) A documentação original de desenvolvimento do produto foi perdida ou nunca existiu.
- d) Criar dados para remodelar ou fabricar uma peça para a qual não há os dados originais ou para os quais os dados se tornaram obsoletos ou perdidos.
- e) Inspeção e ou controle de qualidade - Comparação de uma peça fabricada com a sua descrição em CAD ou a um item padrão.
- f) Analisar as boas e más características dos produtos dos concorrentes.

- g) Algumas características negativas de um produto precisam ser eliminadas; por exemplo, desgaste excessivo ou falha podem indicar onde um produto deve ser melhorado.
- h) Explorar novos caminhos para melhorar o desempenho e os recursos do produto.

No caso deste estudo, o foco será principalmente nos itens e, f, g e h, fomentando assim uma metodologia de desenvolvimento de um novo produto, através de estudos do produto original. Isso gera a ER do mesmo para a avaliação de suas características positivas e negativas. Dessa forma, pode ser iniciado um novo desenvolvimento, através dos novos parâmetros de melhoria do produto, eliminando os pontos negativos e obtendo a solução dos problemas atuais. O resultado tende a ser um melhor produto para as demandas aos quais o mesmo é submetido e à atualização de todos os seus parâmetros de produção. Além disso, ter-se-á a obtenção de *know-how* próprio para a nacionalização do mesmo e redução de seu custo produtivo e das paradas produtivas dentro das atividades industriais, no qual o mesmo é utilizado.

Para este desenvolvimento, são essenciais três conhecimentos fundamentais para a execução da engenharia reversa: estudo dos materiais e metalurgia, fadiga dos materiais e, tribologia. Cada item deste é descrito nos próximos tópicos desta revisão.

3 METODOLOGIA

3.1 Desenvolvimento da metodologia aplicada

Para avaliar este aspecto e definir o processo metodológico mais adequado ao desenvolvimento do produto, com foco na solução dos problemas ocorridas na segunda falha da coluna e do Superbolt, foram analisados três métodos disponíveis na literatura. O método aplicado representa o resultado da interpretação e avaliação da literatura, absorvendo as características consideradas mais adequadas das propostas de cada autor. A primeira fonte foi o trabalho de Romeiro *et al.* (2011) no qual propõem que o desenvolvimento de projeto constitua não só um método que potencialize a atividade criativa dos projetistas na busca dos melhores resultados, mas também aborde aspectos relativos ao ciclo de vida do projeto como um todo. A proposta metodológica para o desenvolvimento de produto se inicia com a etapa de formulação e análise do problema, seguido por sua síntese, geração e avaliação de ideias, seleção da opção mais adequada e execução da mesma.

Já Medeiros (1981) propõe uma metodologia com um grau de extensão que abrange desde a etapa de identificação do problema, abordando a definição da necessidade ou a formulação do problema, passando pelas etapas de análise, de definição de requisitos e o desenvolvimento, no qual são tratados a concepção do produto, incluindo o detalhamento da solução final, testes com protótipos e a revisão do projeto. Esta metodologia compõe-se de quatro etapas principais, cuja sequência pode variar de acordo com cada projeto desenvolvido conforme pode ser observado na FIG 3.1. Estas etapas são a identificação, análise, definição de requisitos e por fim, a etapa de desenvolvimento, sendo que todas estas, podem ser subdivididas numa série de sub-etapas, de acordo com o produto. Na mesma linha, Baxter (1998) apresenta o processo de desenvolvimento de um novo produto da maneira que é feito em empresas contemporâneas, abrangendo todos os aspectos do desenvolvimento para a produção em série, relacionando-se mais com o desenho industrial e a engenharia. Ele tem como tema central o gerenciamento e o controle do processo de desenvolvimento de produto e busca demonstrar que a aplicação de métodos sistemáticos é compensadora. Para a apresentação do método aplicado por Ferreira (2003), foi utilizado como base o fluxograma apresentado por Barroso (1982) para demonstrar o desenvolvimento interdisciplinar do

projeto de produtos industriais resultando em uma metodologia inicial própria para o desenvolvimento deste produto, além das referências metodológicas de Medeiros (1981) e Baxter (1998) e do conceito proposto por Romeiro *et al.* (2011).

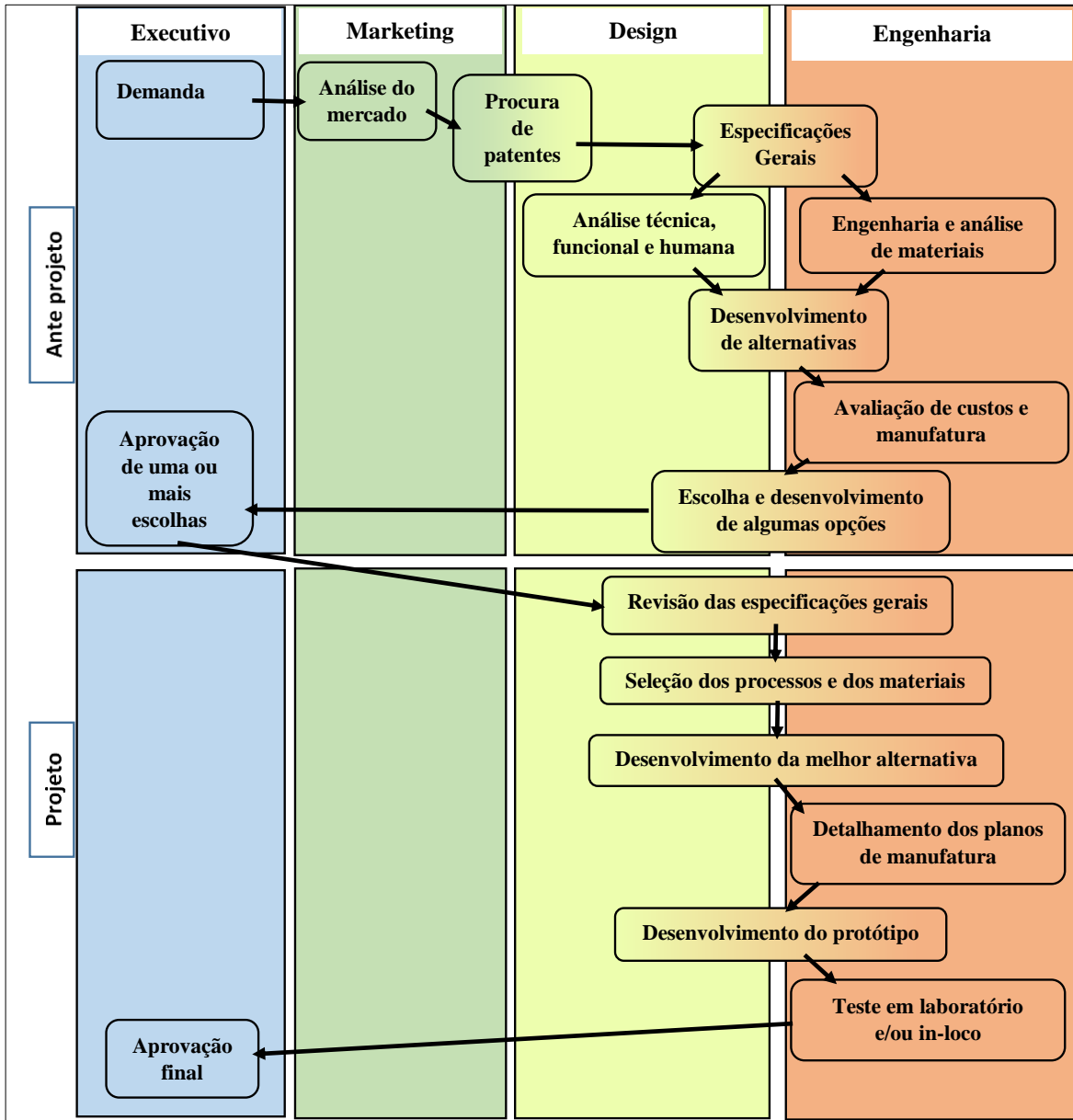


FIGURA 3.1 - Metodologia completa de desenvolvimento de um produto, dividido em duas etapas: anteprojeto e projeto. Cada uma das etapas com suas respectivas sub-divisões dentro de um organograma produtivo industrial: Executivo, Marketing, Design e Engenharia.

FONTE – FERREIRA, 2003, p.79.

Entretanto, neste estudo, o produto final já é existente, necessitando de uma reavaliação apenas da etapa do projeto, pois toda a sua concepção e demanda de mercado já foram realizadas devido a seu lançamento aos clientes, pelo fabricante.

Devido a falha ocorrida de quebra prematura da coluna principal da prensa e do Superbolt™, pode não ser suficiente contatar a empresa para repetir a etapa de projeto, questionando as possíveis soluções. Isso porque os pontos de vista, opiniões, sugestões, escolhas e soluções seriam provavelmente repetidos pela própria fabricante ou influenciariam diretamente o estudo. Além disso, estes itens são propriedades intelectuais do fabricante. Mesmo assim, a fabricante do produto foi contatada para avaliação do ocorrido, porém informou que como o equipamento já está fora da garantia operacional, poderia apenas dar suporte de manutenção e substituição das peças utilizadas, afirmando que este tipo de falha não é normal de acontecer.

Para evitar a geração de uma solução com os mesmos problemas, será utilizada uma metodologia de engenharia reversa, desenvolvida exclusivamente na etapa de projeto, conforme a FIG 3.2, com o intuito de gerar, dentre as novas etapas, os dados básicos necessários ao desenvolvimento do produto. Porém o objetivo final será modificado, pois além de realizar a fixação como já é feito, deverá também ter uma durabilidade superior a apresentada. Isto irá acontecer, caso a falha seja do produto ou do processo de fabricação. Será incluído também, dentro das condições de contorno a serem avaliadas, a metodologia empregada para a montagem do equipamento em si (coluna da prensa e Superbolt™), além da manutenção realizada durante a operação em plena carga do sistema.

Observa-se também, na FIG 3.2, que a subdivisão Marketing, dentro do organograma produtivo industrial, foi eliminada, não sendo mais necessário na metodologia apresentada, pois se tratava de uma demanda do fabricante.

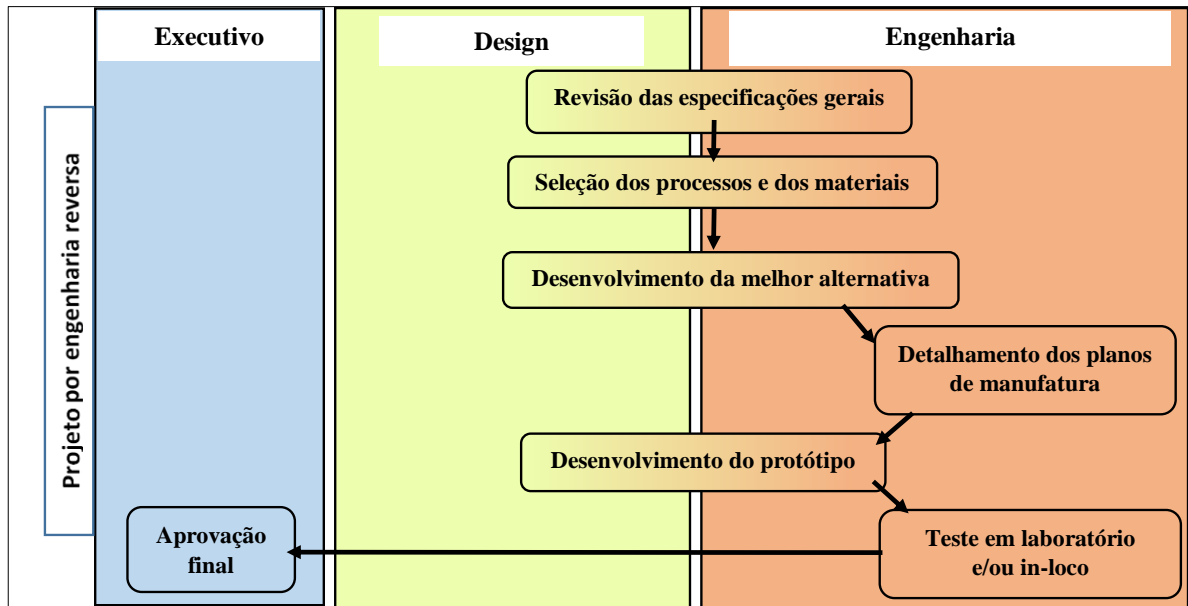


FIGURA 3.2 - Quebra da estrutura inicial de desenvolvimento do produto, para a etapa exclusiva de projeto.

FONTE – Adaptado de FERREIRA, 2003, p.79.

Utilizando os estudos e conclusões de Medeiros (1981), Barroso (1982), Baxter (1998), Ferreira (2003) e Romeiro *et al.* (2011), serão focados alguns itens do processo de engenharia reversa para a avaliação, desenvolvimento e geração da metodologia aqui apresentada. Conforme descrito por Raja e Fernandes (1999) e Abella *et al.* (1994, p.381), a ER é apresentada em seus estudos como, "o conceito básico de produzir uma parte baseada em um modelo original ou físico sem o uso de um desenho de engenharia" e através de várias etapas, dentro das quais algumas foram selecionadas. Cada uma das etapas selecionadas será implementada de acordo com sua função e melhor posicionamento dentro das etapas do desenvolvimento da engenharia reversa, para o estudo aqui apresentado. Estas etapas são:

- Inspeção e ou controle de qualidade - Comparação de uma peça fabricada com a sua descrição em CAD ou a um item padrão.
- Analisar as boas e más características dos produtos dos concorrentes.
- Algumas características negativas de um produto precisam ser eliminadas. Por exemplo, desgaste excessivo ou falha podem indicar onde um produto deve ser melhorado.
- Explorar novos caminhos para melhorar o desempenho e os recursos do produto.

Considerando a metodologia apresentada na FIG 3.2, cada uma de suas etapas de desenvolvimento será explodida e melhor desenvolvida, para se enquadrar da melhor forma possível, à solução da demanda aqui apresentada. O melhor conceito para a obtenção dos resultados esperados é representado na metodologia da FIG 3.3:

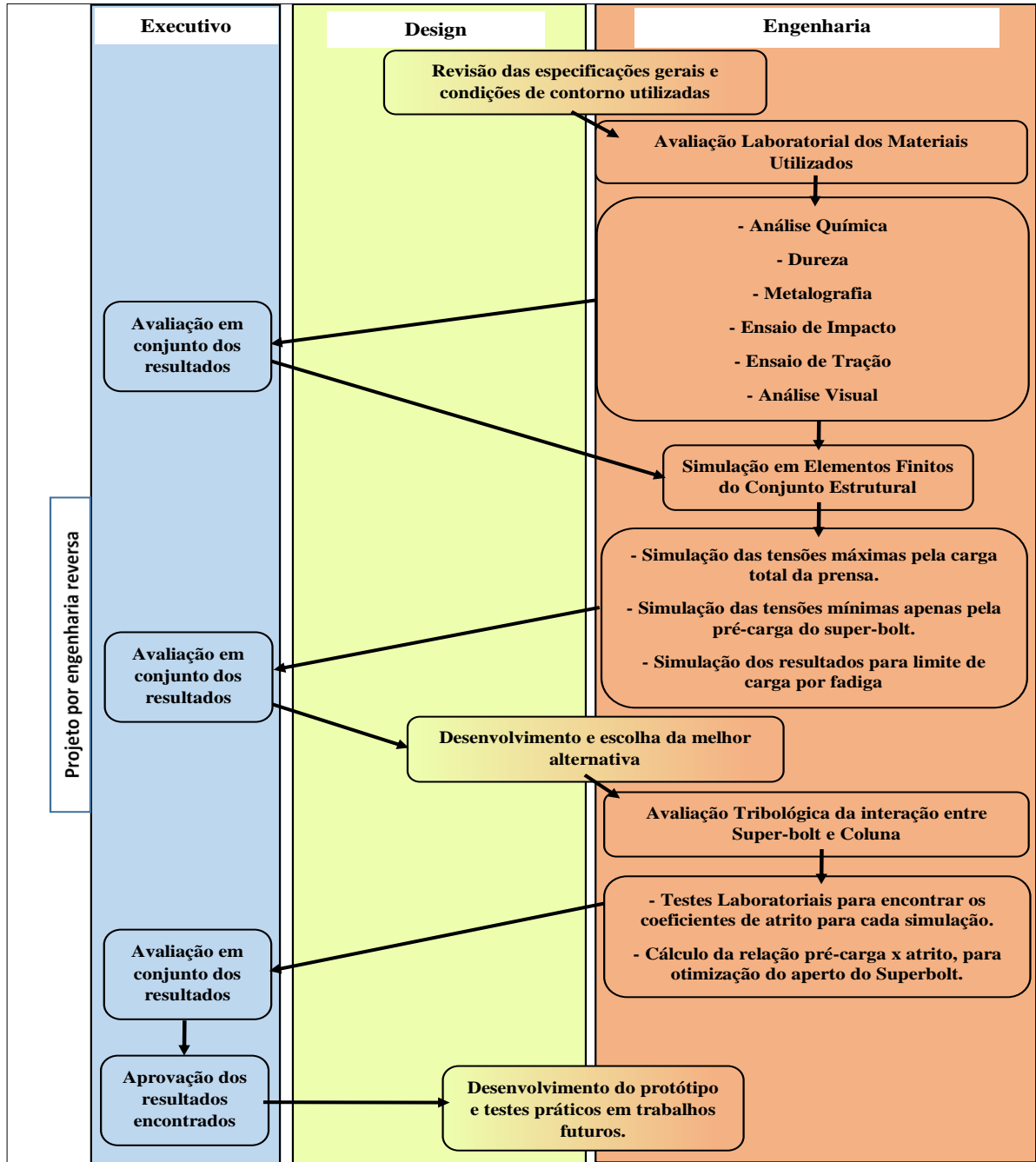


FIGURA 3.3 - Metodologia Final a ser utilizada para o desenvolvimento de uma solução, referente a falha de fixação entre o Superbolt™ e a Coluna de uma prensa hidráulica.

FONTE – Desenvolvido com base em FERREIRA (2003) e ROMEIRO *et al.* (2011).

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Revisão das especificações gerais

As avaliações realizadas neste trabalho tomaram como base a prensa hidráulica de 2.500 toneladas, utilizando as seguintes condições de contorno.

- Carga máxima de 25.000 kN.
- Carga máxima com sentido vetorial atuante no sentido perpendicular ao eixo da coluna estrutural do equipamento.
- Não existem outros tipos de forças atuantes na coluna ou no Superbolt™.
- Temperatura ambiente de trabalho de 30°C.
- O dimensionamento dos equipamentos avaliados teve como referência o projeto do fornecedor e nos casos onde não havia medida no projeto, a mesma foi obtida através de medições no próprio equipamento.
- A avaliação laboratorial dos materiais será realizada através de corpos de prova retirados da coluna e do Superbolt™, que sofreram a falha. Estes testes serão realizados no laboratório da empresa Villares Metals, parceira e fornecedora de matéria prima.
- As simulações computacionais utilizarão como parâmetros os dados de projeto e especificações padrões dos materiais, no caso, o aço AISI 4140.
- O projeto utilizado na simulação numérica, foi simplificado em algumas situações sendo as mesmas, explicadas no item designado para tal.
- Não será realizado o desenvolvimento de protótipos devido ao seu elevado custo de fabricação, dependendo diretamente de uma aprovação de investimento, além do tempo limitado para a execução desta dissertação. Este item será considerado como uma oportunidade futura para execução.

4.2 Avaliação laboratorial dos materiais utilizados

A avaliação laboratorial dos materiais utilizados na coluna prensa e nos materiais do Superbolt™, foi realizada com o apoio da empresa Villares Metals, devido a sua elevada

capacidade técnica e conhecimento na fabricação de aços, além de possuir um laboratório equipado com toda a infraestrutura necessária para a realização de todos os estudos necessários. Foram enviados uma porca e um pedaço da coluna da prensa que apresentou a falha prematura.

Foram realizadas análises quanto à composição química, dureza, metalografia, ensaios de impacto e tração. Seus resultados foram enviados através do relatório técnico RT EA 063 14, sendo apresentados nos itens a seguir.

4.2.1 Análise química

Na TAB 4.1 são apresentadas as composições químicas obtidas a partir de análise das peças. A composição química encontrada é correspondente ao do aço SAE 4140.

TABELA 4.1
Composição química dos materiais, em % peso.

Elemento	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
Coluna	0,43	0,23	0,75	0,018	0,030	0,99	0,20	0,13
Porca	0,43	0,22	0,75	0,016	0,005	1,02	0,19	0,06
SAE 4140	0,38-0,43	0,15-0,30	0,75-1,00	Max 0,035	Max 0,04	0,80-1,10	0,15-0,25	-
SAE 4340	0,38-0,43	0,15-0,30	0,60-0,80	Max 0,035	Max 0,04	0,70-0,90	0,20-0,30	1,65-2,00

FONTE - Arquivo do autor.

4.2.2 Dureza

Através de um durômetro portátil foram feitas algumas medições ao longo do material tomando como referência o diâmetro das peças. Seguem os valores médios encontrados:

- a) Corpo central da coluna – superfície da mesa – têmpera por indução: 60 HRC.
- b) Superfície da região de apoio da coluna: 27 HRC.
- c) Região do topo da coluna quebrada: 26,5 HRC
- d) Novo Superbolt™ existente para reposição: 38,1 HRC

e) Superbolt™ quebrado: 34,9 HRC

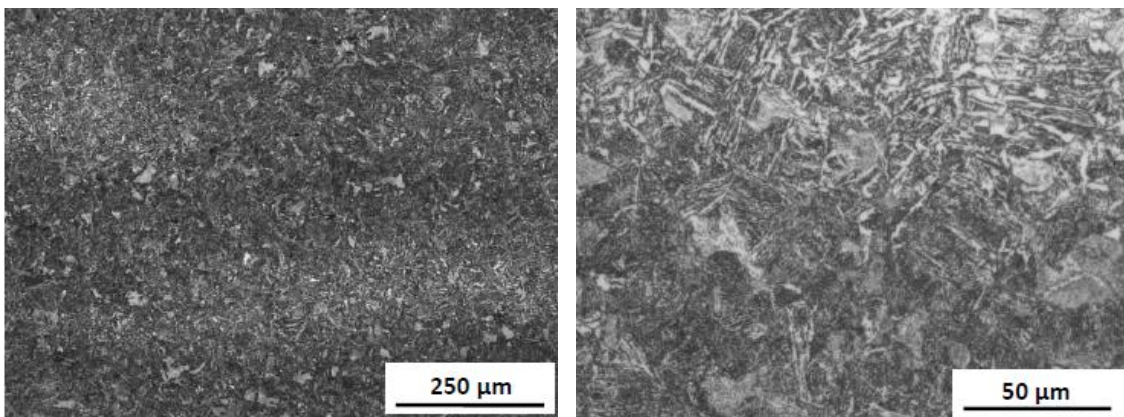
Após remoção de amostras da superfície da coluna da região do topo da coluna quebrada e do Superbolt™, as durezas encontradas, em um durômetro de bancada, foram:

- superfície coluna: dureza média de 240 HB (equivalente a 23 HRC)
- superfície diâmetro externo do Superbolt™: dureza média de 279 HB (equivalente a 29 HRC)

4.2.3 Metalografia

As peças enviadas foram selecionadas e amostras foram preparadas para a caracterização microestrutural. As microestruturas são apresentadas nas FIG 4.1 e FIG 4.2.

4.2.3.1 Microestrutura material coluna prensa



(a)

(b)

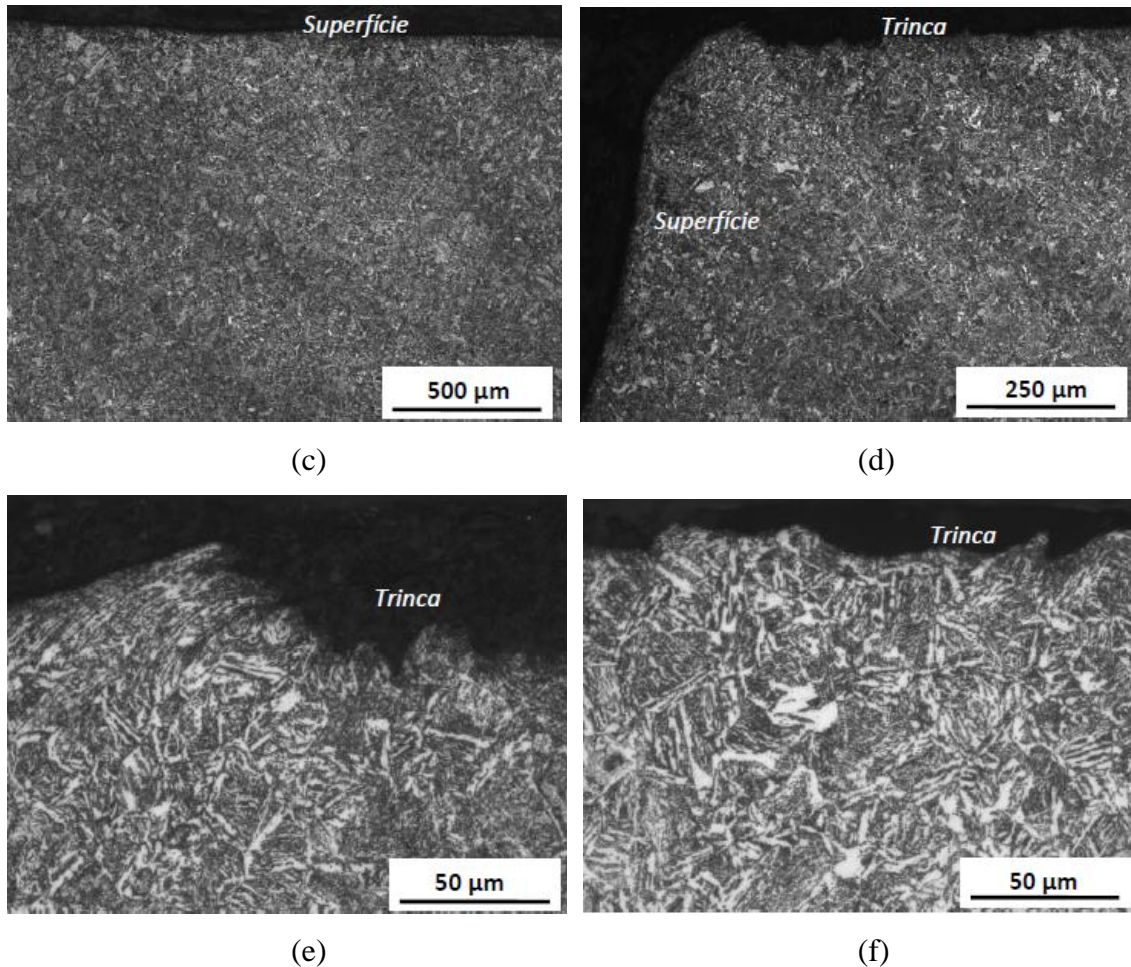


FIGURA 4.1 - Microestrutura do material – coluna prensa – constituída de uma matriz bainítica, contendo presença de ferrita e traços de perlita. (a) região 1/3 raio – Aumento de 100x; (b) região 1/3 raio – Aumento 500x; (c) superfície coluna – aumento 50x; (d) região contendo imagens da superfície e trinca – ponto de nucleação – aumento 100x; (e) ponto de nucleação da trinca – aumento 500x; (f) trinca – aumento 500x. Sentido longitudinal. Ataque Nital 4%.

FONTE – Arquivo do autor.

Pode ser observado nas amostras (a) e (b) da FIG 4.1 que a microestrutura do material é composta por uma matriz bainítica, contendo presença de ferrita e traços de perlita. A granulação do material está fina e equivalente a 6/7 ASTM. A análise de microinclusões, conforme ASTM E45 – método A indicou presença de sulfetos de manganês (MnS), série grossa (2AG) e óxidos globulares, serie fina (1DF).

Verifica-se nas amostras (c) e (f) da FIG 4.1 que a superfície da coluna, bem como região de início da trinca, não apresentou qualquer alteração microestrutural.

4.2.3.2 Microestrutura material Superbolt™ de fixação da coluna

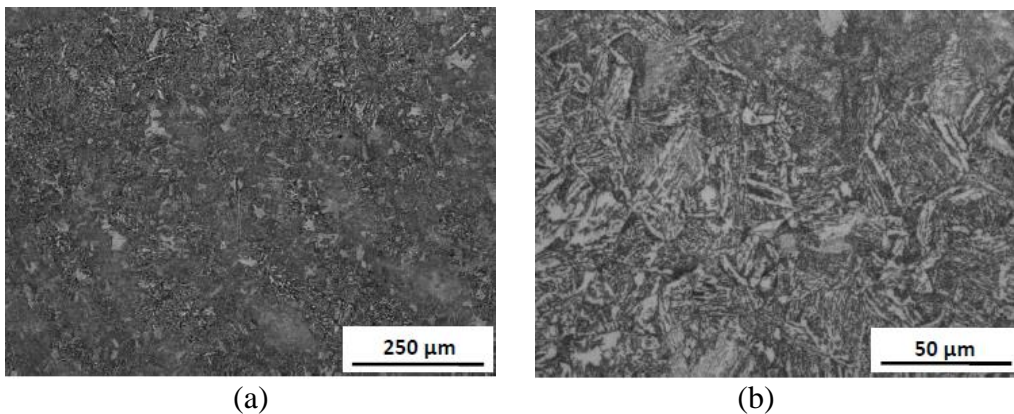


FIGURA 4.2 - Microestrutura do material – Superbolt™ de fixação da coluna – constituída de uma matriz predominantemente bainítica, contendo traços de ferrita. (a) Aumento de 100x; (b) Aumento 500x. Sentido longitudinal. Ataque Nital 4%.

FONTE – Arquivo do autor.

Pode ser observado nas amostras (a) e (b) da FIG 4.2 que a microestrutura do material é composta por uma matriz predominantemente bainítica, contendo traços de ferrita. A granulação do material está fina e equivalente a 7 ASTM. A análise de microinclusões, conforme ASTM E45 – método A indicou presença de sulfetos de manganês (MnS), série grossa (1/2AG) e óxidos globulares, serie fina (1DF).

4.2.4 Ensaio de impacto

Com o objetivo de verificar a condição dos materiais quanto à tenacidade, foram preparados 6 corpos de prova (CP) para cada material, extraídos transversalmente à face de trabalho (orientação *short transverse*), sendo três sem entalhe (7 x 10 x 55 mm) e três com entalhe Charpy-V (10 x 10 x 55 mm) para realização de ensaio de impacto. Os corpos de prova foram retirados da região inicial da fratura. O ensaio foi realizado à temperatura ambiente. Os resultados obtidos estão apresentados na TAB 4.2.

TABELA 4.2

Resultados ensaio de impacto – materiais conforme descritos anteriormente – valores em Joules (J).

COLUNA - região a 15 mm da superfície				
Tipo de Entalhe	CP1	CP2	CP3	MÉDIA
Com entalhe	17	12	11	13
Tipo de Entalhe	CP4	CP5	CP6	MÉDIA
Sem entalhe	96	112	100	103
PORCA – região a 10mm da superfície				
Tipo de Entalhe	CP1	CP2	CP3	MÉDIA
Com entalhe	22	29	20	24
Tipo de Entalhe	CP4	CP5	CP6	MÉDIA
Sem entalhe	310	318	324	317

FONTE: Arquivo do autor.

Pelos resultados apresentados verifica-se que o material da coluna, apesar de possuir menor nível de dureza apresenta tenacidade inferior ao encontrado para o Superbolt™. Esta diferença é justificada pela associação de dois fatores:

1º) O material utilizado para a confecção da coluna apresentou maior teor de enxofre (S~300ppm) conforme TAB 4.1, o que resultou na formação de maior número de microinclusões do tipo A (MnS).

2º) A microestrutura está heterogênea, sendo constituída de bainita, ferrita e perlita.

Os valores encontrados para a porca estão compatíveis com a dureza e microestrutura encontrada. Para este tipo de material, foi possível verificar na composição química como visto na TAB 4.1 que o teor de S é de 50ppm. Isto colabora para a maior tenacidade do material.

4.2.5 Ensaio de tração

A TAB 4.3 apresenta os resultados encontrados sobre as propriedades mecânicas dos materiais, referentes à coluna e ao Superbolt™. O ensaio foi realizado à temperatura ambiente, sentido longitudinal. Nota-se que os materiais apresentam níveis de resistência mecânica equivalentes/ proporcionais às faixas de durezas encontradas nos materiais. Quanto maior for a dureza, maior é o nível de resistência mecânica do material. Usualmente, a

resistência mecânica do Superbolt™ (porca) é inferior à do parafuso. No caso estudado ocorre o contrário.

TABELA 4.3
Propriedades mecânicas da coluna e do Superbolt™ – ensaios de tração.

COLUNA	Limite de escoamento, 0,2% (MPa)	Limite de ruptura (MPa)	Alongamento (%)	RA (%)
CP1 – Sup	543,4	782,6	11,2	54,9
CP2 – Sup	540,2	765,6	10,3	68,7
Média	541,8	774,1	10,8	61,8
CP1 – ½ raio	557,3	805,9	22,5	54,7
CP2 – ½ raio	553,7	812,9	22,1	52,3
Média	555,5	809,4	22,3	53,5
PORCA	Limite de escoamento, 0,2% (MPa)	Limite de ruptura (MPa)	Alongamento (%)	RA (%)
CP1	734,6	940,5	15,5	47,0
CP2	716,4	924,9	20,0	49,6
Média	725,5	932,7	17,8	48,3

FONTE: Arquivo do autor.

4.2.6 Análise visual da falha

Na FIG 4.3 encontram-se algumas imagens da fratura. Em loco foi possível identificar que a propagação da trinca ocorreu através de fadiga mecânica apresentada pela amostra (a) da FIG 4.3 – por flexão, com propagação a 45° demonstrado na amostra (b) da FIG 4.3. Foi possível verificar que o ponto de nucleação da trinca foi no “vale” da rosca (fundo filete – conforme amostra (c) da FIG 4.3) e que a altura é coincidente com o segundo e terceiro filetes do Superbolt™, apresentado na amostra (e) da FIG 4.3, região final de onde os prisioneiros são utilizados para a fixação da rosca. Foi possível verificar que a propagação da trinca possui superfície lisa, com grande quantidade de “marcas de praia”, indicativo de propagação lenta. A falha ocorreu primeiramente na região de fixação da coluna e, no instante final de propagação da trinca, ruptura catastrófica, houve o surgimento de trincas no

Superbolt™. As trincas observadas na porca acompanharam as regiões de início e final da fratura da coluna.

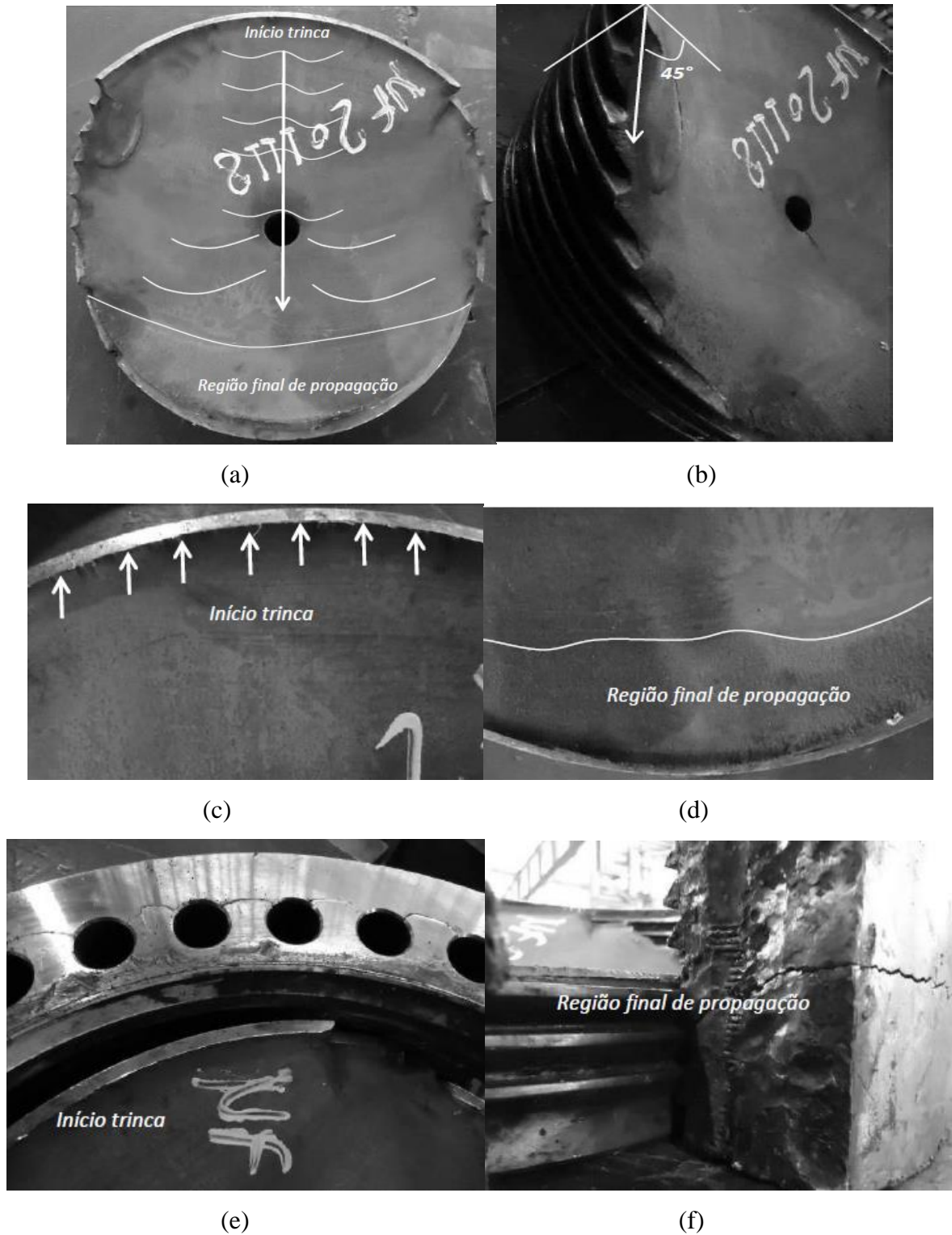


FIGURA 4.3 - Análise visual da fratura apresentada pela coluna e porca de fixação da prensa Laeis. (a) vista do sentido de propagação da trinca na coluna; (b) vista lateral da peça – propagação da trinca

na coluna; (c) ponto de início da trinca – coluna; (d) final de propagação da trinca – coluna; (e) vista do posicionamento do Superbolt™, na região de nucleação da trinca da coluna; (f) vista do posicionamento do Superbolt™, na região de final de propagação da trinca da coluna.

FONTE – Arquivo do autor.

4.3 Simulação em elementos finitos do conjunto estrutural

4.3.1 Condições de contorno

Uma modelagem precisa da região com rosca requer um número extremamente alto de nós devido ao tamanho muito pequeno dos elementos necessários para capturar todos os detalhes importantes desta geometria. A fim de adequar o hardware utilizado ao esforço computacional necessário para resolver um modelo com uma malha tão fina, apenas 1/4 da coluna será modelada, caso contrário, seria impossível gerar uma malha suficientemente refinada para o nível de precisão desejado nas linhas.

O principal problema com a simulação de 1/4 do modelo é que os fios helicoidais não são simétricos, apesar dos desvios da simetria parecerem insignificantes à primeira vista, especialmente se os resultados forem levados em consideração em regiões localizadas longe das bordas de simetria.

Para evitar esse problema uma modelagem de todo o parafuso helicoidal foi tentada primeiro. No entanto, o computador não tinha memória RAM suficiente para resolver a simulação. Consequentemente, a simulação teve que ser resolvida por apenas 1/4 do modelo em busca de uma forma de validar os resultados e avaliar se os erros introduzidos são insignificantes ou não, como demonstrado na FIG 4.4. O procedimento adotado para realizar a validação foi modelar outro parafuso com um ângulo de hélice igual a zero, o que seria perfeitamente simétrico e pode ser comparado resultado com angulação. As FIG 4.5 e FIG 4.6 mostram as geometrias para os parafusos com ângulo de hélice zero e não-zero, respectivamente.

As primeiras simulações levaram em conta apenas o comportamento elástico linear para todos os materiais. Como os resultados obtidos mostraram que as tensões para as cargas da prensa superaram a força de elasticidade da coluna, as simulações subsequentes também levaram em consideração a plasticidade, ao introduzir curvas elásticas bilineares para as regiões roscadas. Esta medida é necessária porque os resultados do estresse não são

realistas em modelos elásticos lineares depois de ir além do limite de produção. Todos os resultados apresentados a seguir são para modelos bilineares.

O conjunto de parafusos em torno do Superbolt™ tem pouca influência no comportamento do modelo, pois as forças de pré-carga são aplicadas diretamente. A única coisa que precisa ser levada em consideração é a sua rigidez que evita que as porcas da matriz se deformem na direção radial interna. Uma maneira simples de fazer isso é apenas adicionar material dentro dos orifícios da porca até a altura onde os parafusos preencheriam.

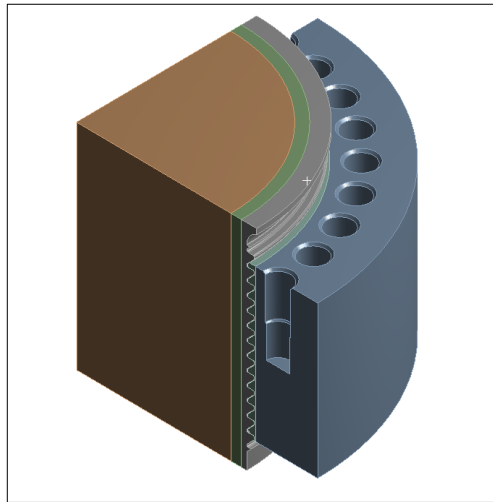


FIGURA 4.4 - Geometria da Modelagem.

FONTE – Arquivo do autor.

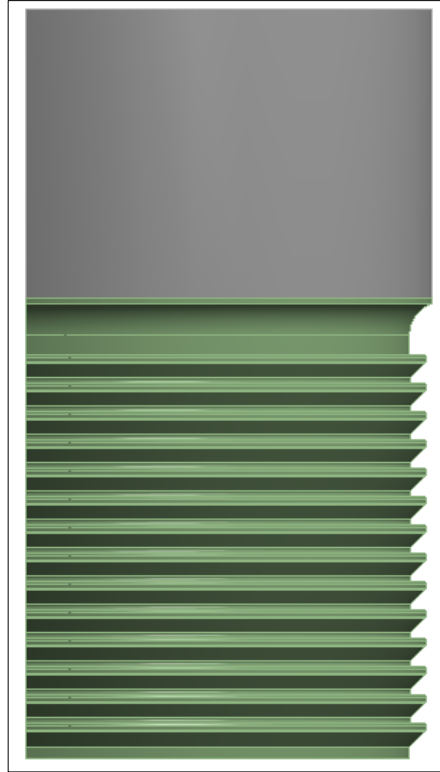


FIGURA 4.5 - Modelagem da rosca para o caso simplificado.

FONTE – Arquivo do autor.

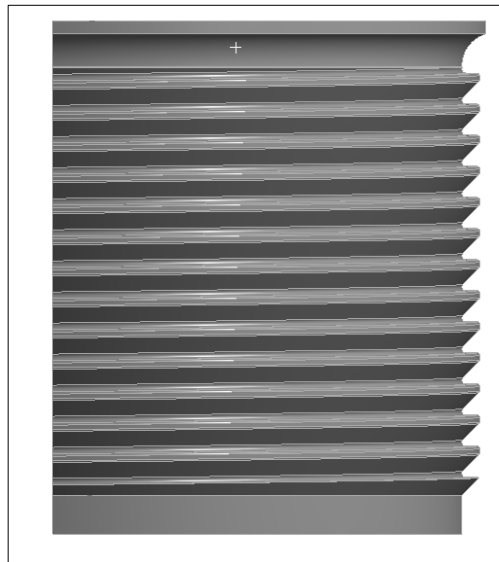


FIGURA 4.6 - Modelagem do eixo roscado com roscas helicoidais.

FONTE - o autor.

4.3.2 Distribuição de cargas

A estrutura é submetida a duas cargas principais: a carga de tração devido ao aperto do parafuso (pré-carga) e à carga de tração causada pelas forças de reação do processo de prensagem, que será denominado "carga pressionada". Essas cargas não se acumulam porque, à medida que a carga de prensagem é aplicada, a pré-carga sofre uma redução quase igual à carga de prensagem aplicada, até o seu valor ser excedido. Então, a pré-carga deixa de influenciar a estrutura, sendo a carga de prensagem a única carga relevante que atua no sistema. Estas condições permanecem até que a carga de prensagem seja removida (instante entre sucessivos ciclos de pressão), quando a pré-carga é novamente a carga principal na coluna. É fácil notar o comportamento cíclico das cargas na estrutura, que é uma das principais causas da falha de fadiga que está sendo investigada.

A melhor condição para a operação seria se a pré-carga excedesse a carga de prensagem, levando as tensões alternadas a um nível mínimo. No entanto, a porca selecionada para esta aplicação tem um torque nominal inferior ao necessário para causar uma pré-carga grande o suficiente para superar as cargas de prensagem. Portanto, pelo menos para o projeto atual, a estrutura terá que suportar tensões alternadas até certo ponto.

Para a análise da fadiga, os dados necessários a serem avaliados através das simulações são os estresses máximos e mínimos na estrutura demonstrados na FIG 4.7. Os estresses máximos serão os resultados da simulação quando a condição de limite aplicada for a carga de prensagem. Para as tensões mínimas será feita uma simulação separada considerando a pré-carga à medida que a condição de limite será conduzida. Uma vez que estes valores são conhecidos, os estresses médio e alternativo podem ser calculados e o Diagrama Goodman pode ser plotado.

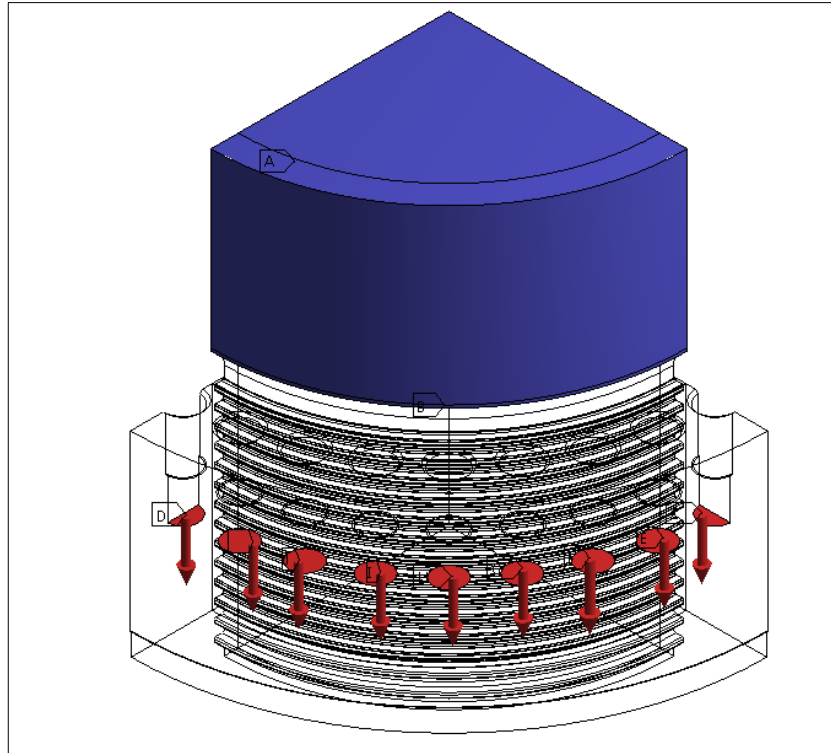


FIGURA 4.7 - Distribuição de cargas aplicadas no Superbolt™.

FONTE – Arquivo do autor.

A carga de prensagem foi dividida pelo número de parafusos no Superbolt™ e aplicada diretamente sobre eles, como mostrado na FIG 4.7. A carga total de prensagem é de 2500t. Depois de dividi-la entre as 4 colunas e 32 parafusos em cada Superbolt™, a carga obtida para ser aplicada em cada parafuso é de 195 kN.

Um procedimento semelhante foi adotado para aplicar as condições de limite de pré-carga. A força em cada parafuso pode ser obtida através da EQ (4.1), considerando os binários aplicados nos parafusos:

$$T = k.Fi.d \quad (4.1)$$

O torque aplicado nos parafusos na ocasião de falha foi igual a 284 Nm. A constante k é considerada igual a 0,2 e cada diâmetro d do parafuso é de 22,701 mm. A força de pré-carga em cada parafuso é então igual a 62.522 N.

Para analisar se o uso de uma pré-carga mais alta com os mesmos parafusos poderia ser suficiente para evitar falhas, outra simulação será executada considerando o torque

nominal do parafuso, que é 365 N x m. Neste caso, a força de pré-carga aplicada é igual a 80.392 N.

4.3.3 Distribuição de cargas

Uma restrição de suporte fixo é aplicada na superfície superior do modelo, como mostrado em azul na FIG 4.8. Como está sendo analisada apenas uma pequena porção de uma estrutura muito maior, o procedimento padrão em Mecânica de Materiais é considerar o limite da Modelo como estático. Essa é a razão pela qual um suporte fixo deve ser escolhido para essa restrição.

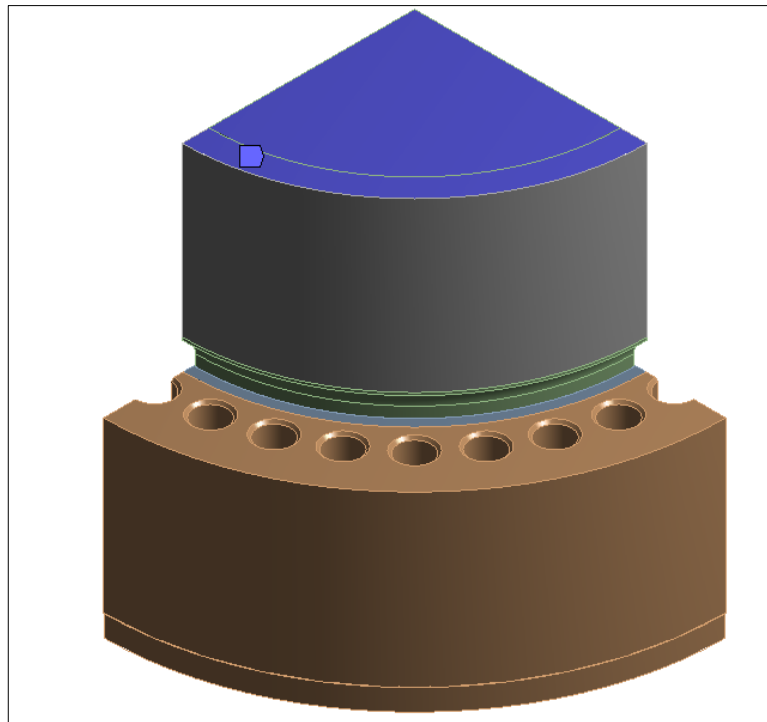


FIGURA 4.8 - Restrição de suporte fixo.

FONTE – Arquivo do autor.

Para a superfície cilíndrica, é escolhido um suporte cilíndrico que permite apenas deslocamentos axiais, como mostrado na FIG 4.9. O motivo por trás dessa escolha é que a coluna está cercada por corpos muito mais rígidos nesta seção, que impedem deslocamentos radiais e tangenciais.

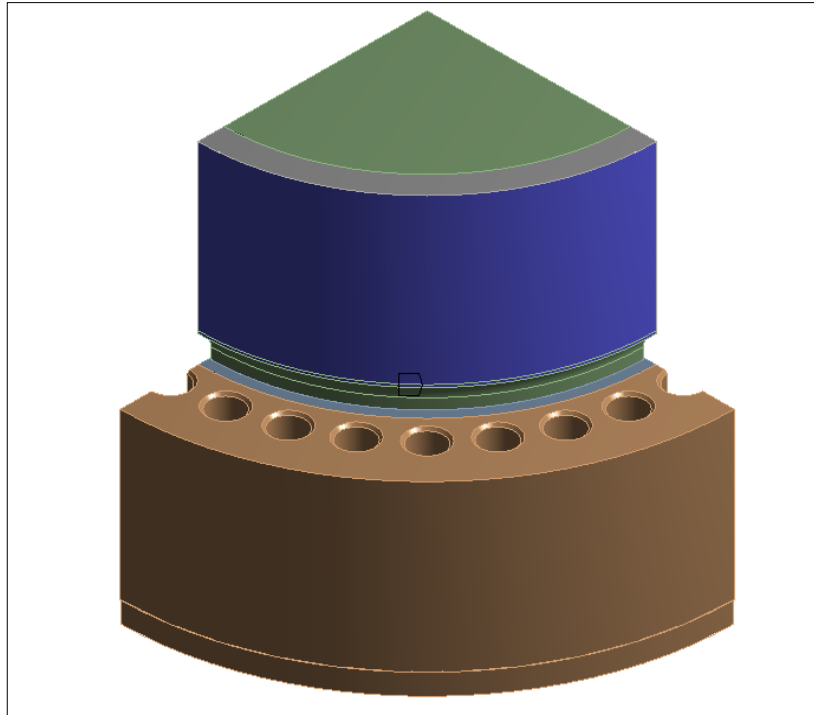


FIGURA 4.9 - Restrição de suporte cilíndrico.

FONTE – Arquivo do autor.

Um aspecto de particular interesse nesta análise é a interação entre a coluna e os fios de porca, pois as tensões que regem a falha de fadiga estão intimamente relacionadas com a forma como as cargas da prensa são transferidas entre os fios. Para levar em conta essas interações, os contatos entre esses corpos serão modelados como friccionais, com um coeficiente de fricção de 0,15. De acordo com o projeto do fio, existem várias regiões de depuração entre a coluna e o Superbolt™ e cada segmento possui apenas duas superfícies em contato real, como mostrado na FIG 4.10.

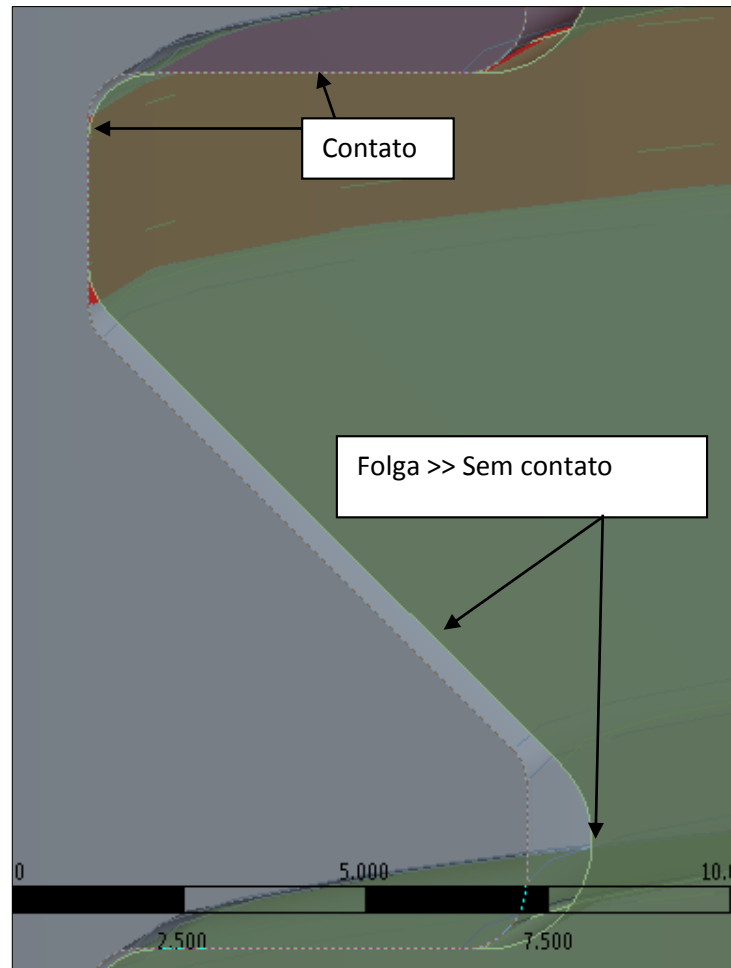


FIGURA 4.10 - Regiões de contato entre as roscas.

FONTE – Arquivo do autor.

As condições de contorno de simetria também precisam ser aplicadas nos respectivos planos de simetria para restringir corretamente o modelo.

Na seção seguinte, os resultados da trama para as tensões na coluna sob as diferentes situações de carga serão mostrados e discutidos.

4.3.4 Resultados das tensões máximas pela carga total da prensa

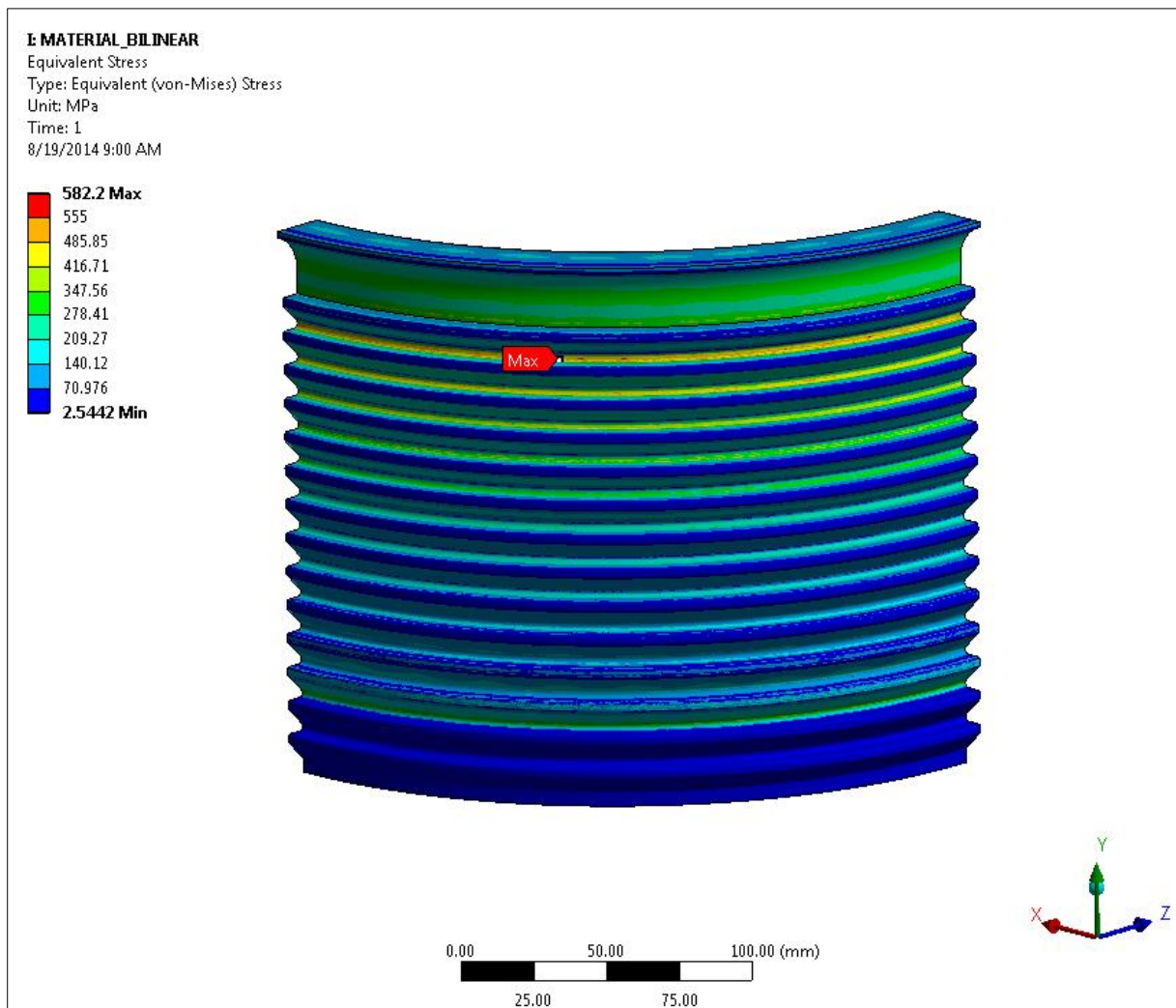


FIGURA 4.11 - Carga Máxima na coluna. Ângulo de hélice igual a zero.

FONTE – Arquivo do autor.

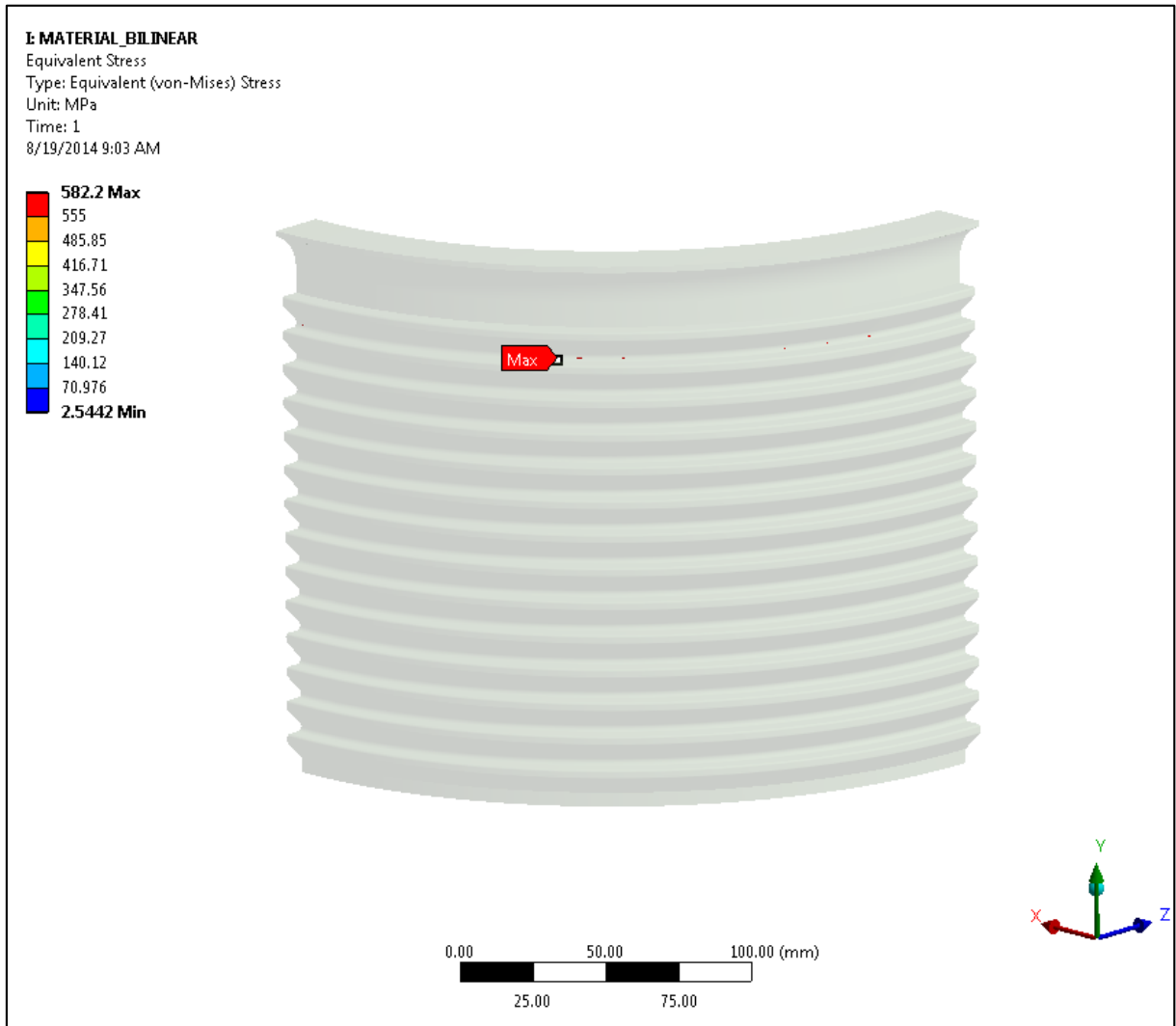


FIGURA 4.12 - Trama de superfície iso-superficial para pontos que enfatizam ir além do limite de escoamento (555 MPa). Ângulo de hélice zero.

FONTE – Arquivo do autor.

A FIG 4.11 mostra a relação de tensão para a geometria com $\lambda = 0$. A Carga máxima está localizado na região do meio do primeiro filete e ultrapassa o limite de escoamento, o que mostra que haverá alguma deformação plástica, neste ponto. A FIG 4.12 usa a mesma escala e ponto de vista da FIG 4.11, mas mostra apenas os pontos de escoamento, para facilitar a avaliação de quais pontos são suscetíveis à deformação plástica.

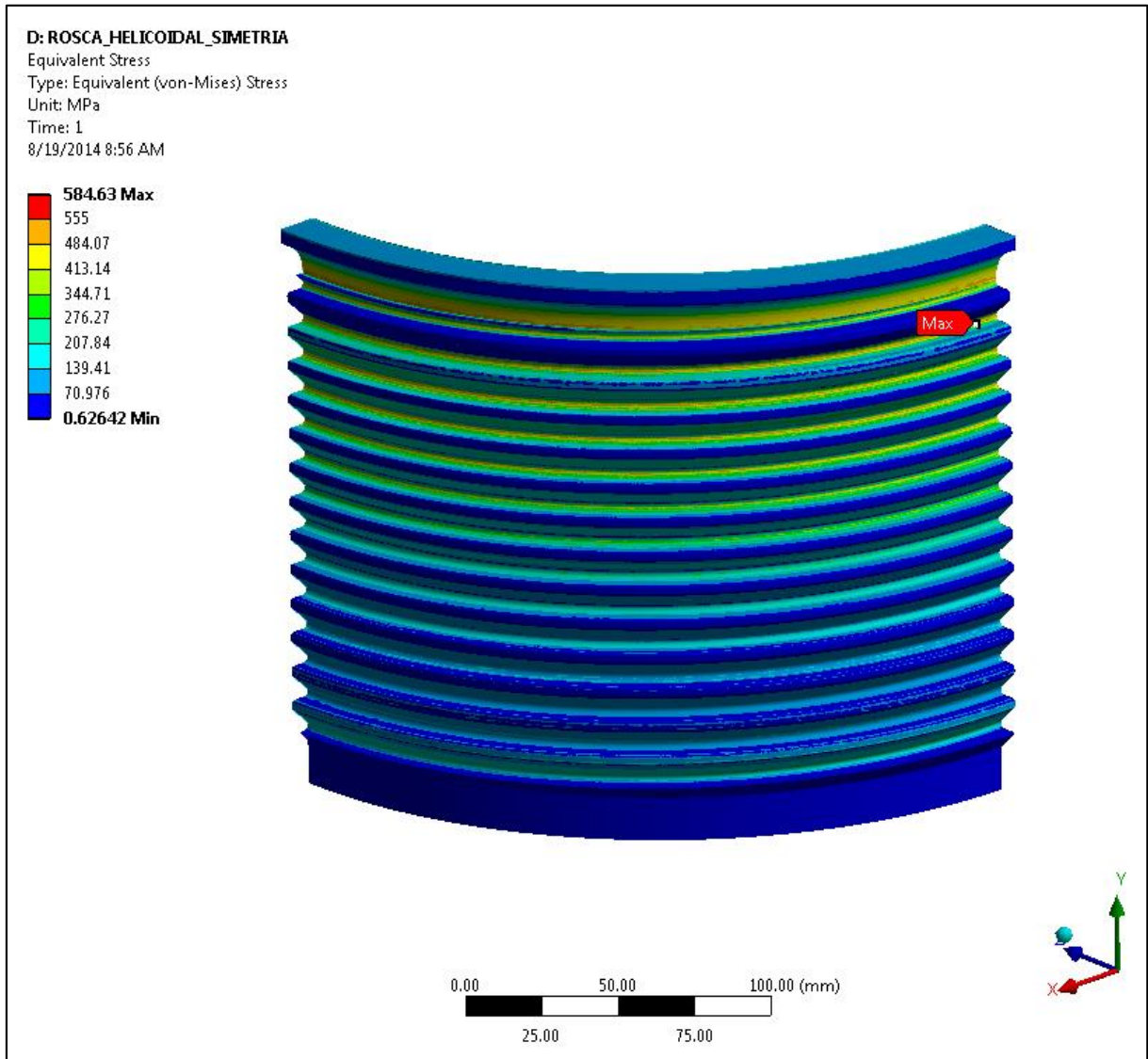


FIGURA 4.13 - Carga Máxima na coluna. Ângulo de hélice diferente de zero.

FONTE – Arquivo do autor.

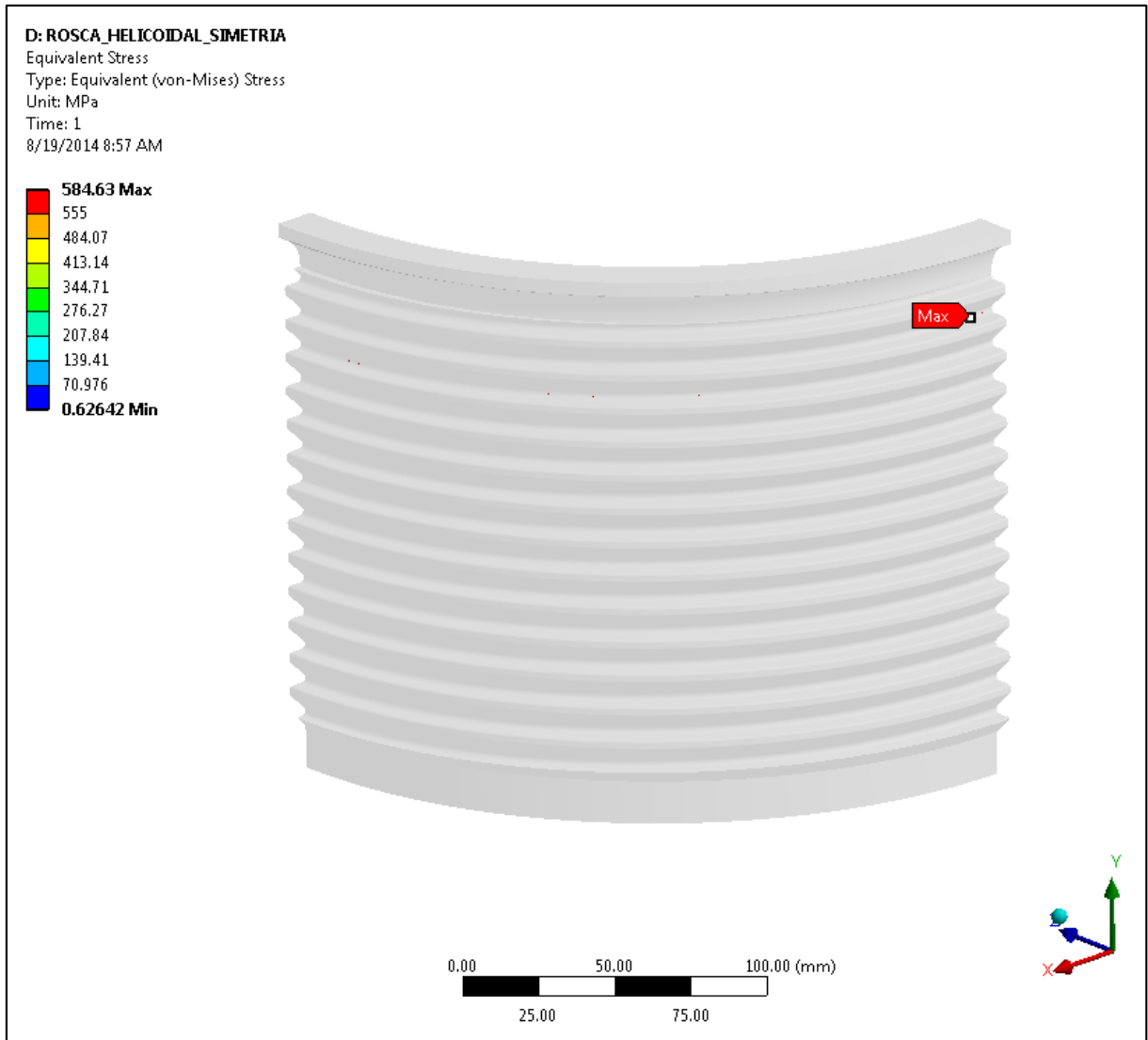


FIGURA 4.14 - Trama de superfície iso-superficial para pontos que enfatizam ir além do limite de escoamento (555 MPa). Ângulo de hélice diferente de zero.

FONTE – Arquivo do autor.

A FIG 4.13 mostra a relação de tensão para a coluna quando λ não é zero. Pode-se ver que a distribuição de estresse é distribuída mais uniformemente entre os segmentos do que a da FIG 4.11. No entanto, seu comportamento não muda muito, com as tensões mais altas nos segmentos superiores, que gradualmente diminuem para baixo na coluna. Além disso, apesar do maior estresse estar localizado perto da borda de simetria, não há uma concentração de tensão evidente nas bordas devido à aproximação de simetria, o que valida a simplificação. A FIG 4.14 mostra as regiões que têm tensões após o limite de escoamento. É possível ver que, em ambos os casos, não há deformação plástica significativa na estrutura.

4.3.5 Resultados das tensões mínimas apenas pela pré-carga do Superbolt™

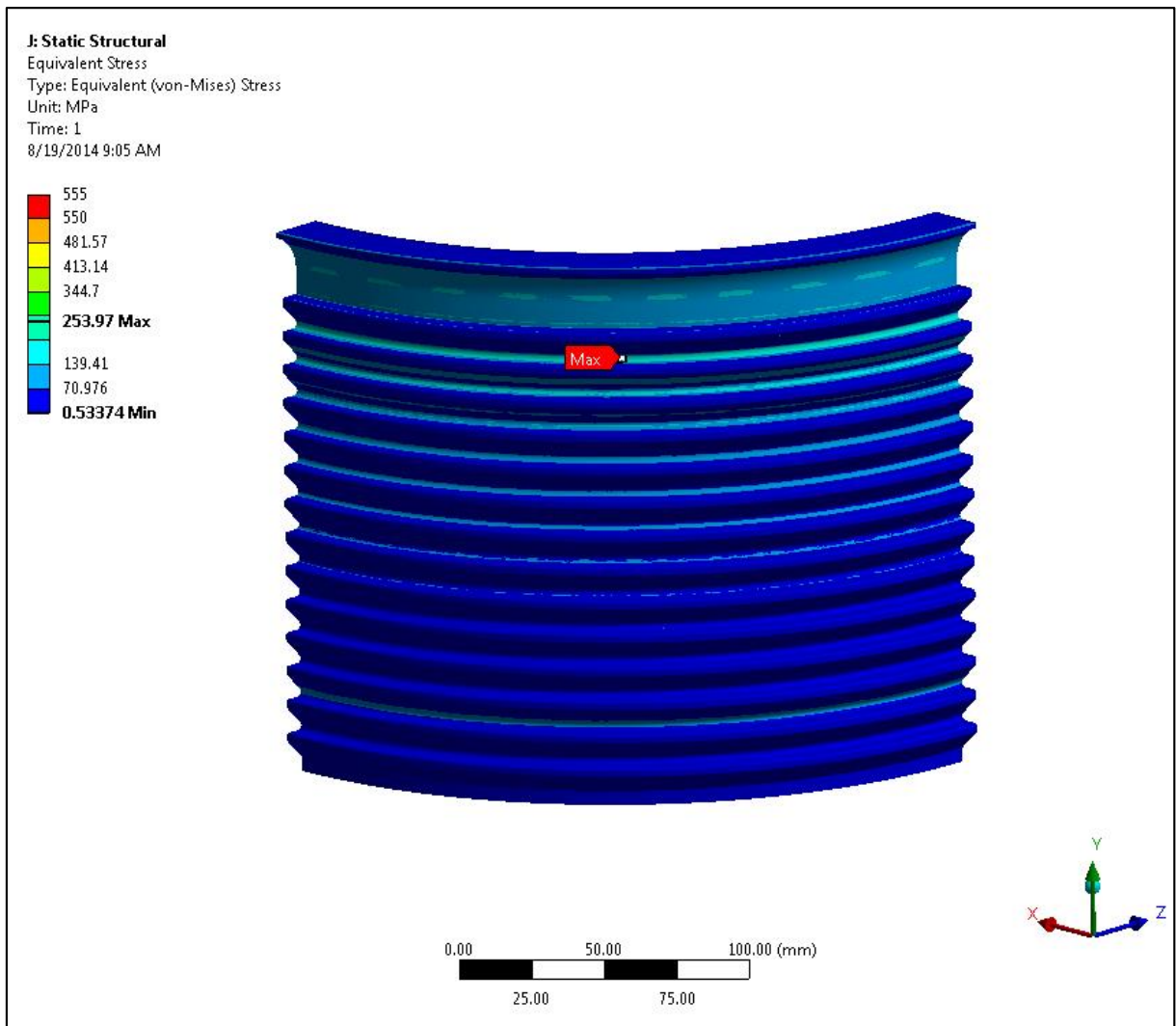


FIGURA 4.15 - Carga Mínima na coluna com apenas a pré-carga nominal do Superbolt™. Ângulo de hélice igual zero.

FONTE – Arquivo do autor.

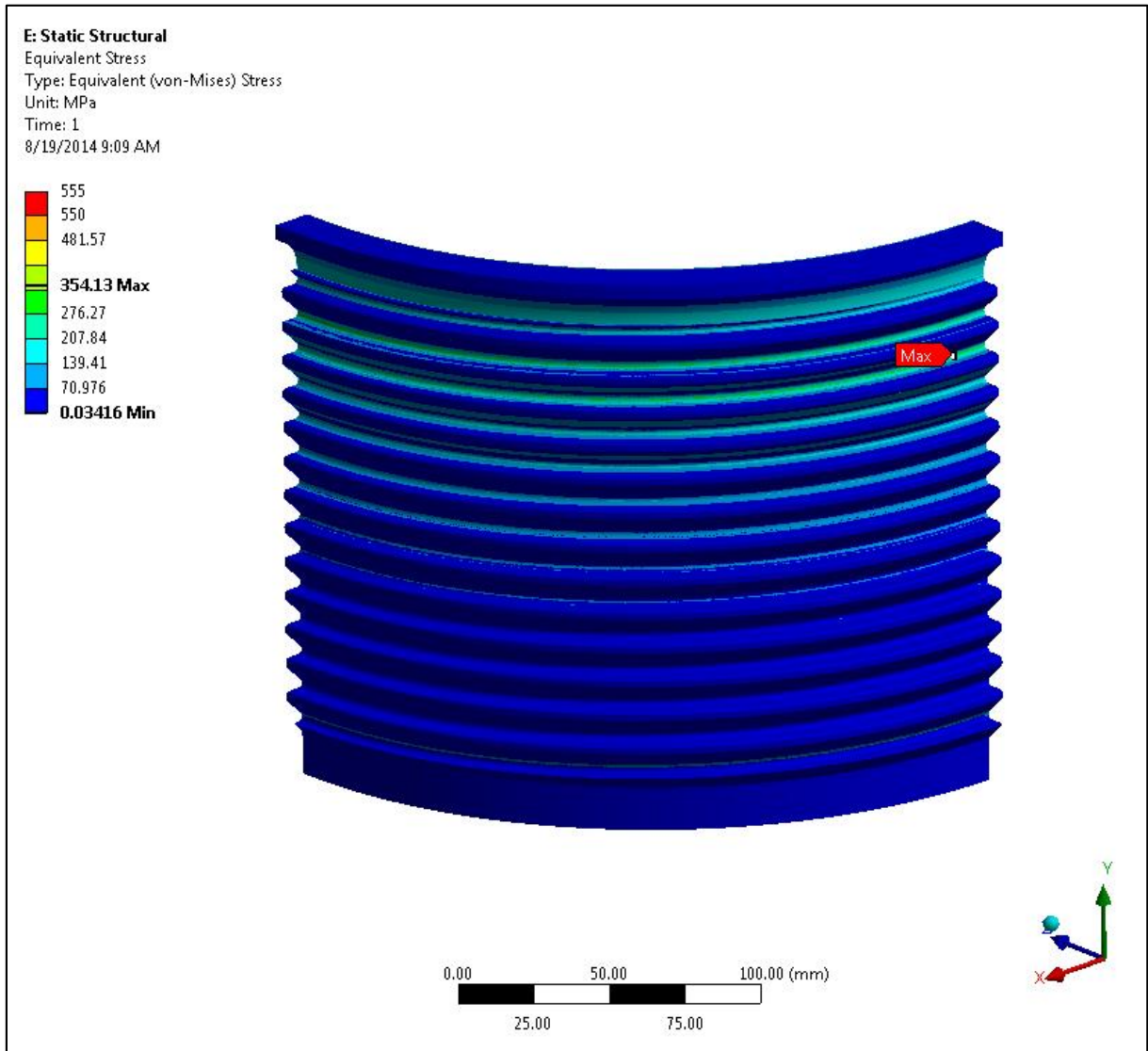


FIGURA 4.16 - Carga Mínima na coluna com apenas a pré-carga nominal do Superbolt™. Ângulo de hélice diferente de zero.

FONTE – Arquivo do autor.

A FIG 4.15 e FIG 4.16 mostram as distribuições de estresse devido ao aperto do parafuso. Novamente a geometria com $\lambda \neq 0$ mostrou tensões com melhor distribuição entre os filetes. O valor máximo mostrado não pode ser tomado no valor apresentado porque acontece perto da borda de simetria na FIG 4.16, onde a precisão é baixa por causa do uso da condição simétrica em uma geometria helicoidal que não é realmente simétrica. Ainda assim, pode ser visto pelos contornos coloridos que os dois resultados têm comportamentos semelhantes e, portanto, as simplificações feitas no modelo helicoidal, que é mais fisicamente preciso, são inofensivas.

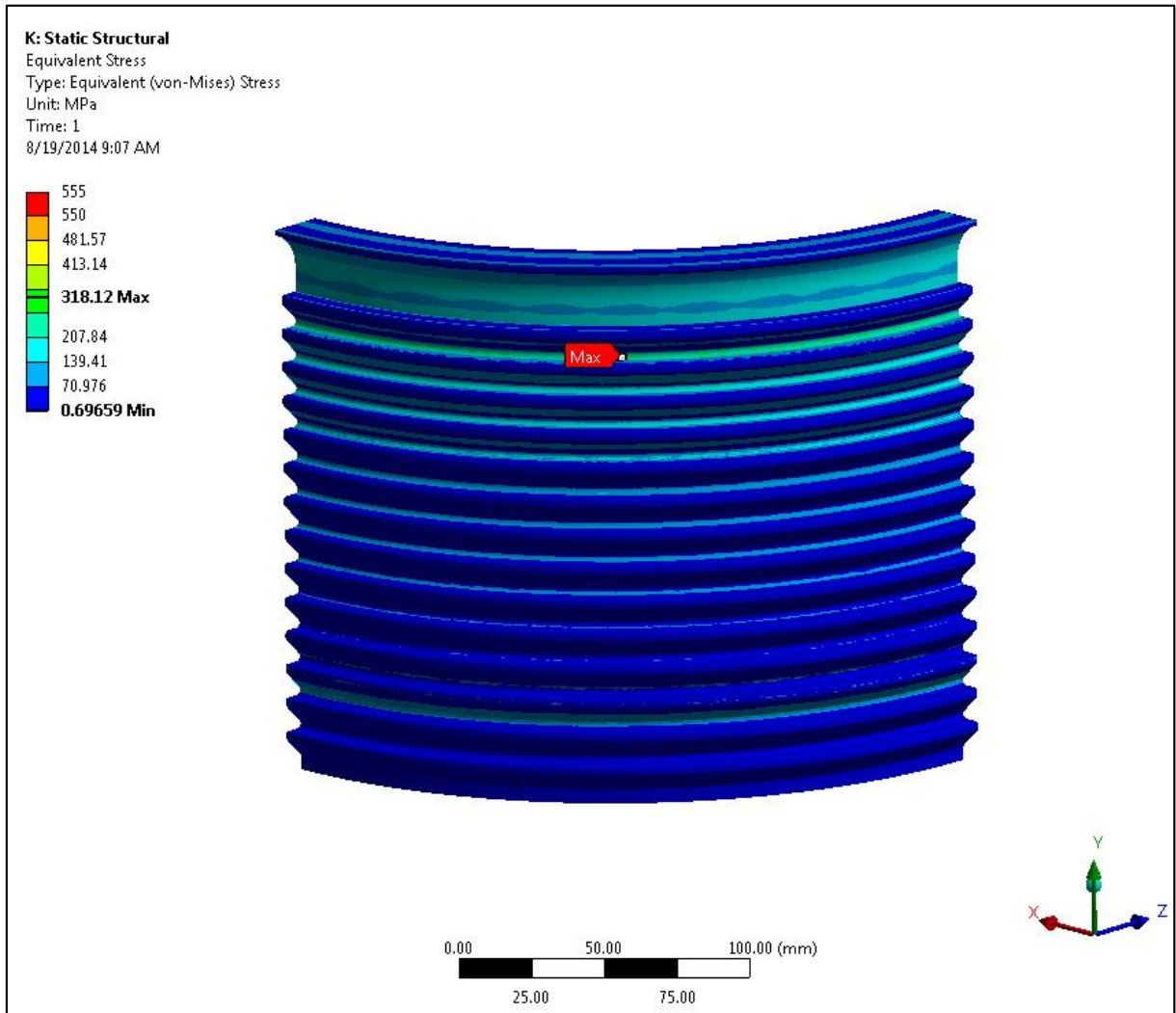


FIGURA 4.17 - Carga Mínima na coluna com apenas a pré-carga máxima do Superbolt™. Ângulo de hélice igual a zero.

FONTE – Arquivo do autor.

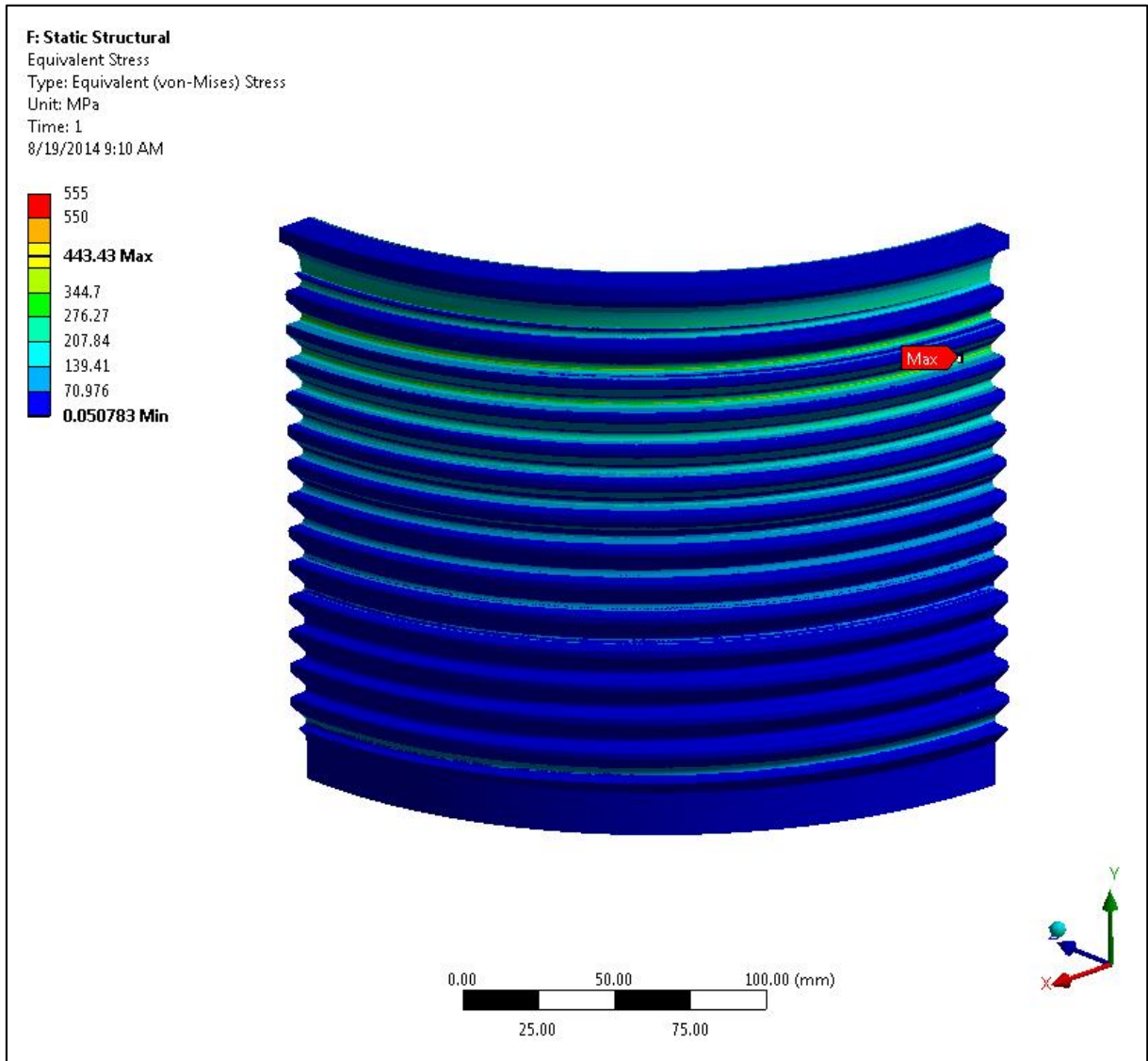


FIGURA 4.18 - Carga Mínima na coluna com apenas a pré-carga máxima do Superbolt™. Ângulo de hélice diferente de zero.

FONTE – Arquivo do autor.

A FIG 4.17 e o comportamento do resultado da FIG 4.18 são muito semelhantes à FIG 4.15 e FIG 4.16, apenas com uma maior magnitude do estresse, o que era esperado, uma vez que as cargas aplicadas são um pouco maiores. A discussão anterior também se aplica aqui.

4.3.6 Resultados de fadiga pelas cargas

Os resultados da trama dos estresses máximos e mínimos dão uma visão do problema, mas não é possível determinar se a falha de fadiga acontecerá ou não apenas avaliando esses resultados por conta própria. As tensões máxima e mínima na estrutura devem ser analisadas simultaneamente através de equações matemáticas ou diagramas para permitir que o analista preveja se um projeto atende aos requisitos de segurança para falha de fadiga.

Um critério famoso e amplamente utilizado para a falha na fadiga é o critério de Goodman. Consiste em um gráfico onde as tensões médias e alternadas na estrutura devem gerar um ponto abaixo da linha Goodman no diagrama. A tensão média, σ_m , é dado pela EQ (4.2):

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})}{2} \quad (4.2)$$

E a tensão alternada, σ_a , é dada pela EQ (4.3):

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})}{2} \quad (4.3)$$

O critério Goodman define o limite de resistência, denotado por Se , que descreve a interseção da curva Goodman com o eixo y. É obtido a partir de um valor de base, Se' , geralmente dado pela metade da força máxima do material, denominado Sut . Se' é então multiplicado por alguns fatores de correção que levam em consideração a condição da superfície, temperatura, tamanho, confiabilidade, tipo de carga e outros efeitos que podem reduzir ainda mais a resistência à fadiga do material.

Para o problema atual, o Sut do material da coluna é igual a 809,5 MPa. Portanto, temos a EQ (4.4):

$$Se' = 0.5 * 809.5 = 404.7 \text{ MPa} \quad (4.4)$$

Para uma condição de superfície usinada, o fator de correção, ka , é 0.7647.

O fator de tamanho, kb , para um diâmetro inferior a 8 mm é 1. Para esta avaliação, a dimensão do interesse é o raio do filete e não o diâmetro da coluna.

O fator de carregamento, k_c , é igual a 1, para o carregamento combinado quando o estresse VonMises é utilizado. O fator de temperatura, k_d , para temperatura ambiente é de 1.

À medida que os dados de fadiga experimentais em que todas as teorias de falha se baseiam estão altamente espalhados, alguns fatores de correção devem ser empregados para levar em consideração os desvios estatísticos. Neste estudo, foi escolhido um fator de confiabilidade, k_e , por 95%, e seu valor é de 0,868.

Considerando essas correções, Se é então dado pela EQ (4.5):

$$Se = Se' * ka * kb * kc * kd * ke = 404.7 * 0.7647 * 1 * 1 * 1 * 0.868 = 268.62 \text{ MPa} \quad (4.5)$$

O Diagrama Goodman é plotado conectando o valor Se no eixo y com o valor Sut no eixo x conforme FIG 4.19:

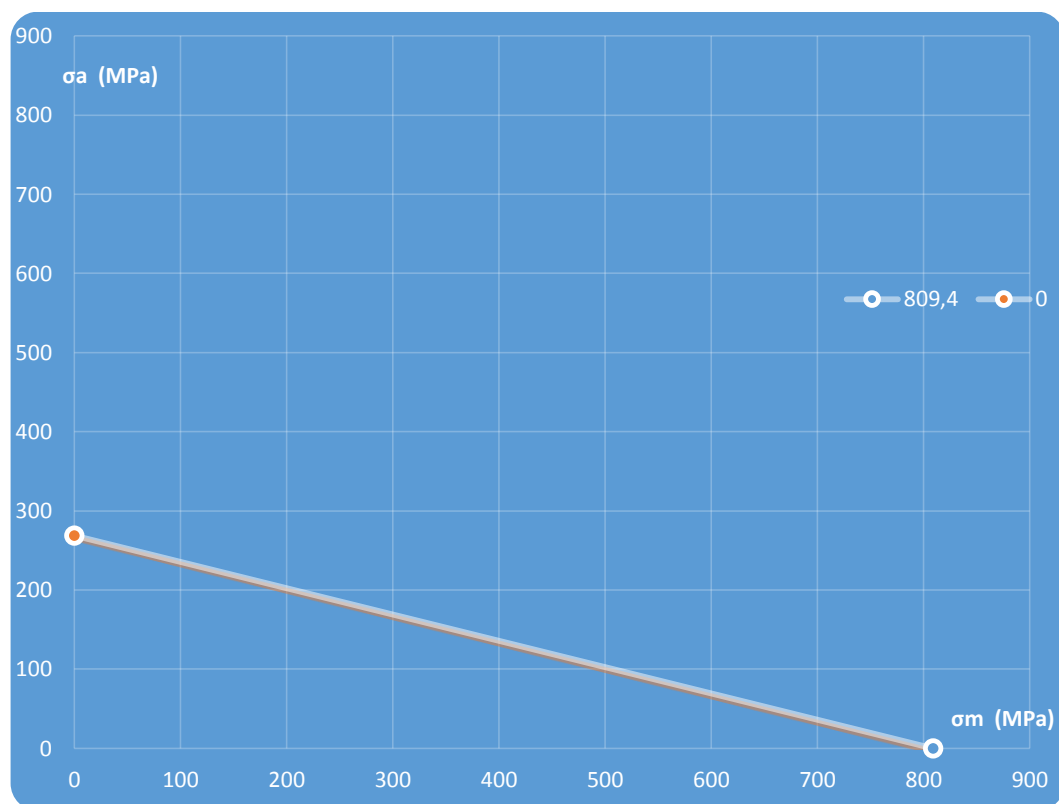


FIGURA 4.19 - Diagrama de Goodman para a coluna da prensa.

FONTE – Arquivo do autor.

Pode ser complicado avaliar se um ponto específico da estrutura, irá falhar apenas pela inspeção visual dos resultados apresentados graficamente. Primeiro, porque os resultados contam apenas para tensões máximas e mínimas, e os critérios de Goodman são definidos pelas tensões médias e alternadas. Os resultados de tensões para cada ponto da coluna teriam que ser sondados e transformados em valores de tensão média e alternadas. E não há como ter certeza de que os resultados foram retirados do mesmo ponto, considerando que a região do parafuso tem cerca de 2,5 milhões de nós na análise. Para resolver este problema, uma manipulação algébrica será feita para que os resultados mostrem diretamente se a falha por fadiga acontecerá ou não.

A curva Goodman pode ser representada como a EQ (4.6):

$$\sigma_a = m * \sigma_m + n \quad (4.6)$$

Conforme descrito anteriormente, n é igual à interseção da curva com o eixo y , portanto seu valor é igual a 268,62. Já, m é dado pela inclinação da curva, que corresponde a EQ (4.7):

$$m = (-268.62 / 809.5) = -0.33 \quad (4.7)$$

Assim sendo, tem-se a EQ (4.8):

$$\sigma_a = -0.33 * \sigma_m + 268.62 \quad (4.8)$$

Para esta análise, seria conveniente expressar os critérios de falha através das tensões máxima e mínima em vez dos valores médios e alternativos. Então, substituindo esses valores, temos a EQ (4.9):

$$\frac{(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})}{2} = -0.33 * \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})}{2} + 268.62 \quad (4.9)$$

Após simplificações algébricas, tem-se a EQ (4.10):

$$1.33 * \sigma_{m\acute{a}x} - 0.67 * \sigma_{m\acute{i}n} = 537.24 \quad (4.10)$$

O significado desta expressão é que sempre que o valor para a EQ (4.10) for superior a 537.24 MPa, a estrutura falhará por fadiga. Esta é uma maneira bastante conveniente de analisar o problema, porque o software ANSYS® pode traçar resultados que são combinações lineares de simulações anteriores. Em outras palavras, é possível gerar um gráfico através da EQ (4.10) e mostrar todos os pontos onde os resultados são superiores a 537.24 MPa, e que portanto, excedem os critérios de falha, para um determinado tempo finito.

4.3.7 Resultados para uma solução combinada por fadiga

As FIG 4.20 e FIG 4.21 mostram a combinação de solução que dá às regiões que excedem os critérios de falha de fadiga discutidos no item anterior. Como pode ser visto, existe uma extensa região vulnerável à falha de fadiga e suscetível ao início da trinca. O ponto exato da nucleação da trinca será determinado por fatores aleatórios, como inclusões e micro imperfeições causadas pela fabricação da coluna, que estão dentro da região insegura da coluna. Essa é a razão pela qual os relatórios de manutenção mostram rachaduras que ocorrem ao redor da coluna.

Se o Superbolt™ for apertado até sua pré-carga nominal, as tensões mínimas aumentam, levando a um estresse médio mais alto e menor estresse alternado. Isso tem um efeito benéfico em relação à falha de fadiga e as FIG 4.22 e FIG 4.23 mostram a combinação de solução quando a pré-carga máxima é aplicada. É evidente que a região insegura é muito menor quando a pré-carga máxima é utilizada, porém pode-se ver que a estrutura ainda não é totalmente segura por fadiga. Portanto, a coluna, a princípio, não atende aos pré-requisitos para uma operação segura e deve ser reavaliada para aumentar sua segurança em relação à falha por fadiga, para uma vida infinita.

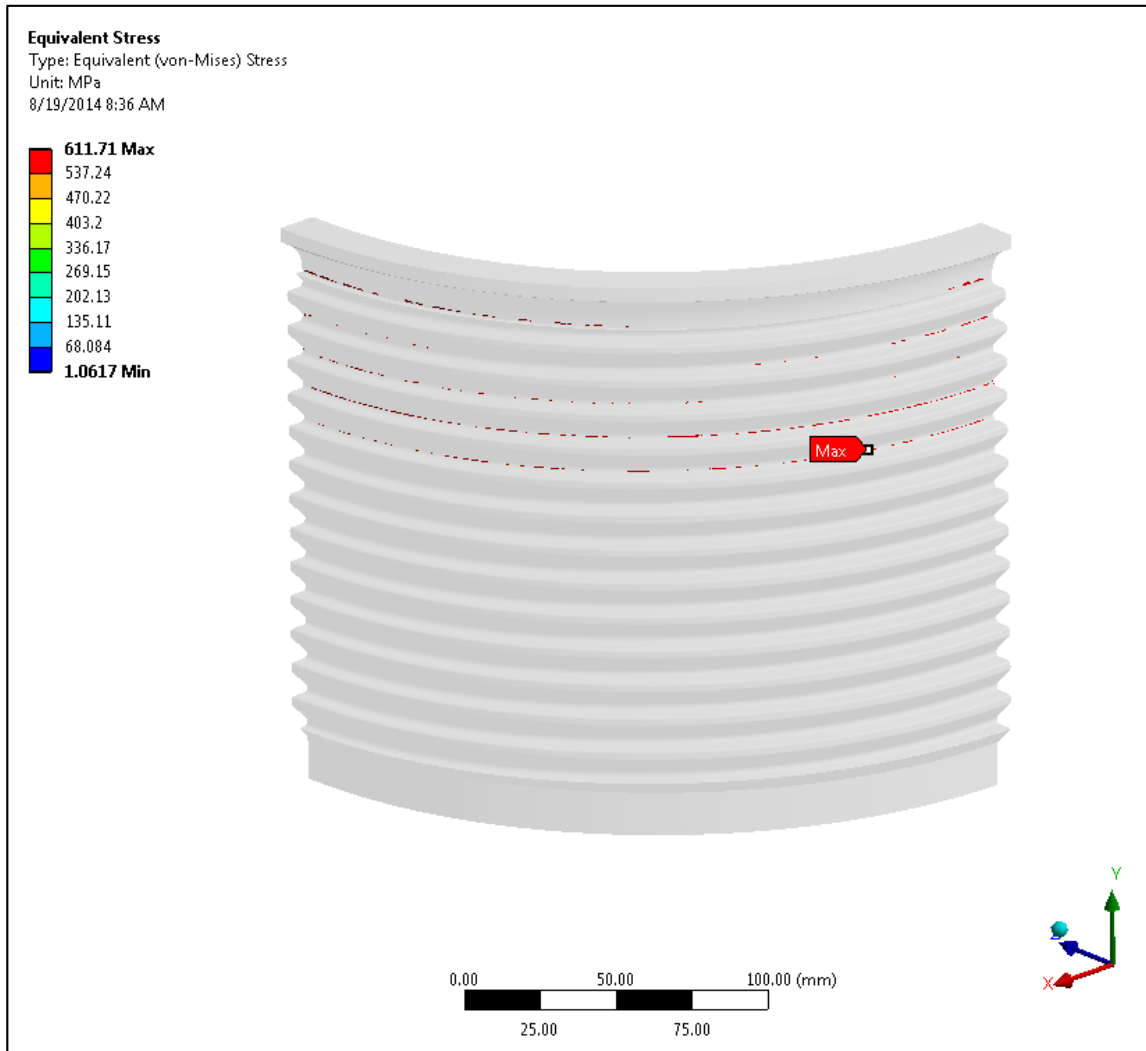


FIGURA 4.20 - Resultados dos critérios de fadiga para operação em 2500t e pré-carga nominal.

FONTE – Arquivo do autor.

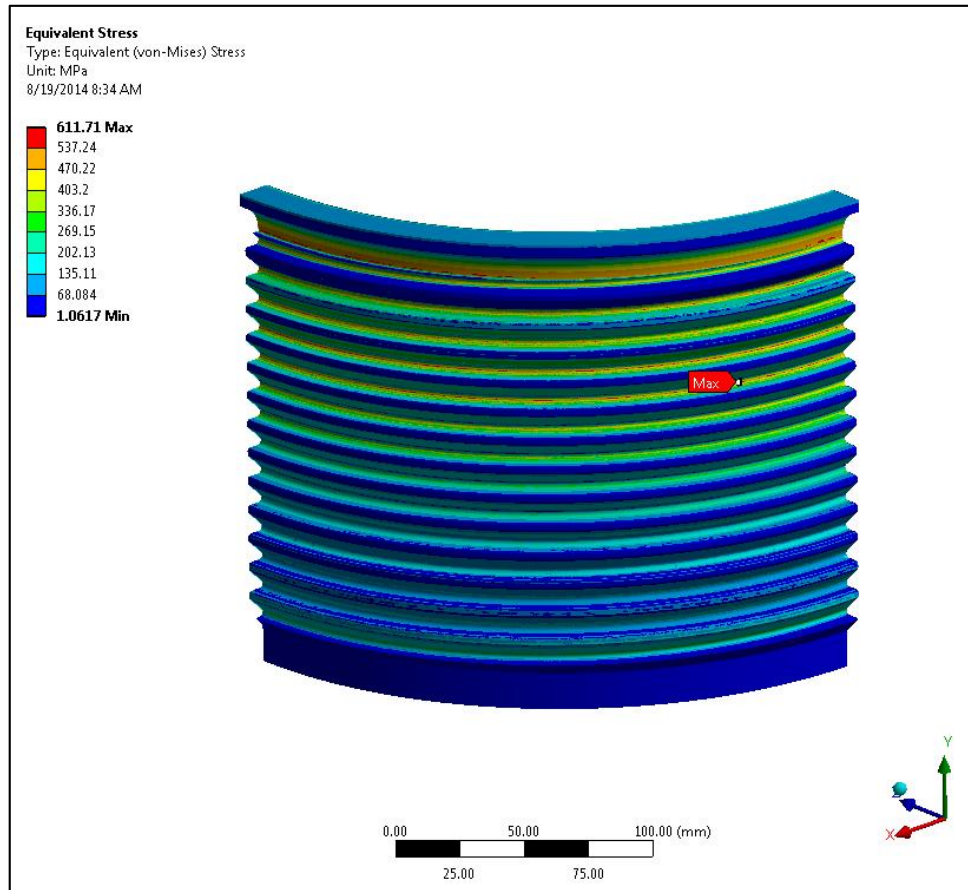


FIGURA 4.21 - Resultado completo para o critério de falha de fadiga para 2500t e pré-carga nominal.
FONTE – Arquivo do autor.

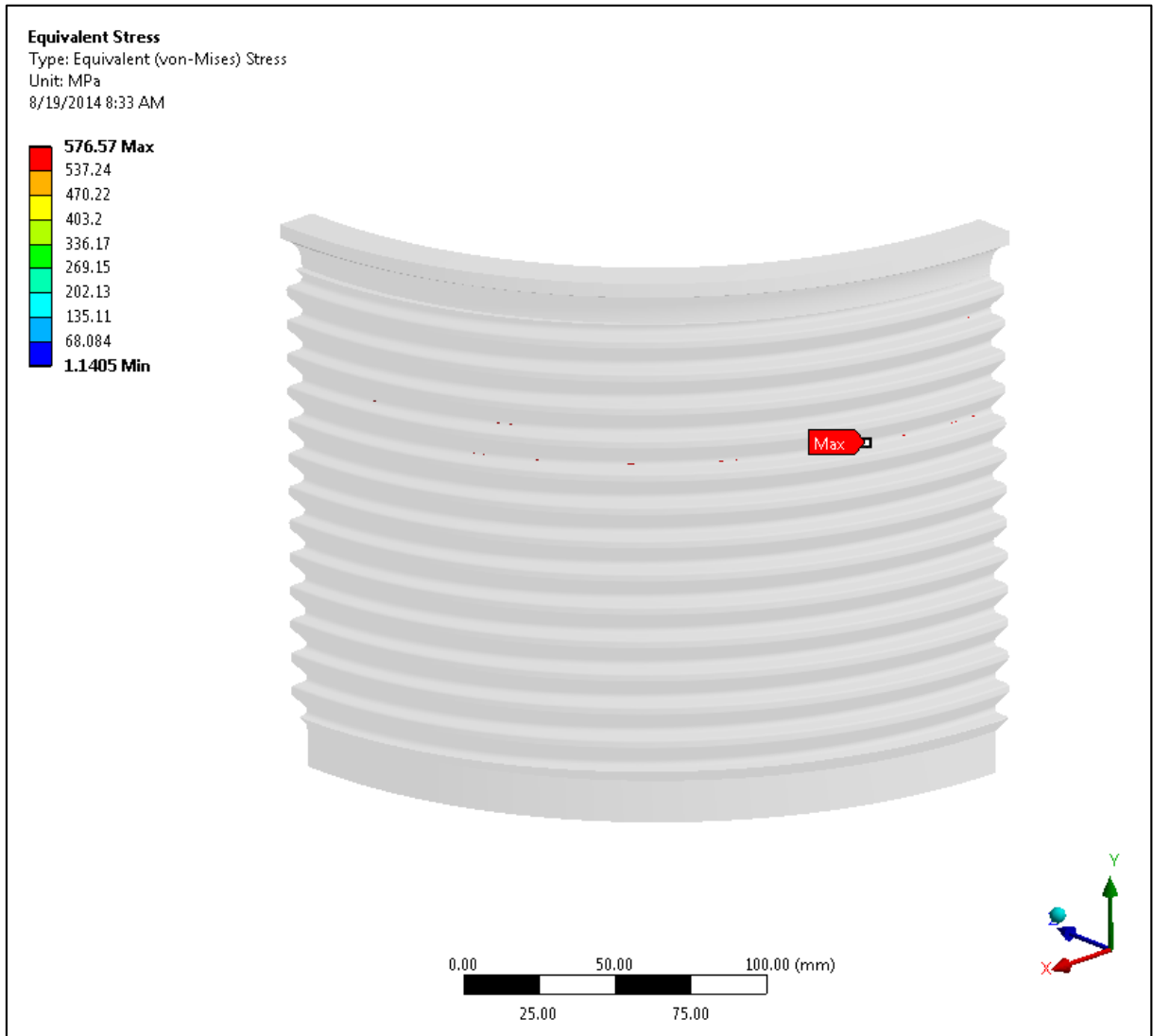


FIGURA 4.22 - Resultado completo para o critério de falha de fadiga para 2500t e pré-carga máxima.

FONTE – Arquivo do autor.

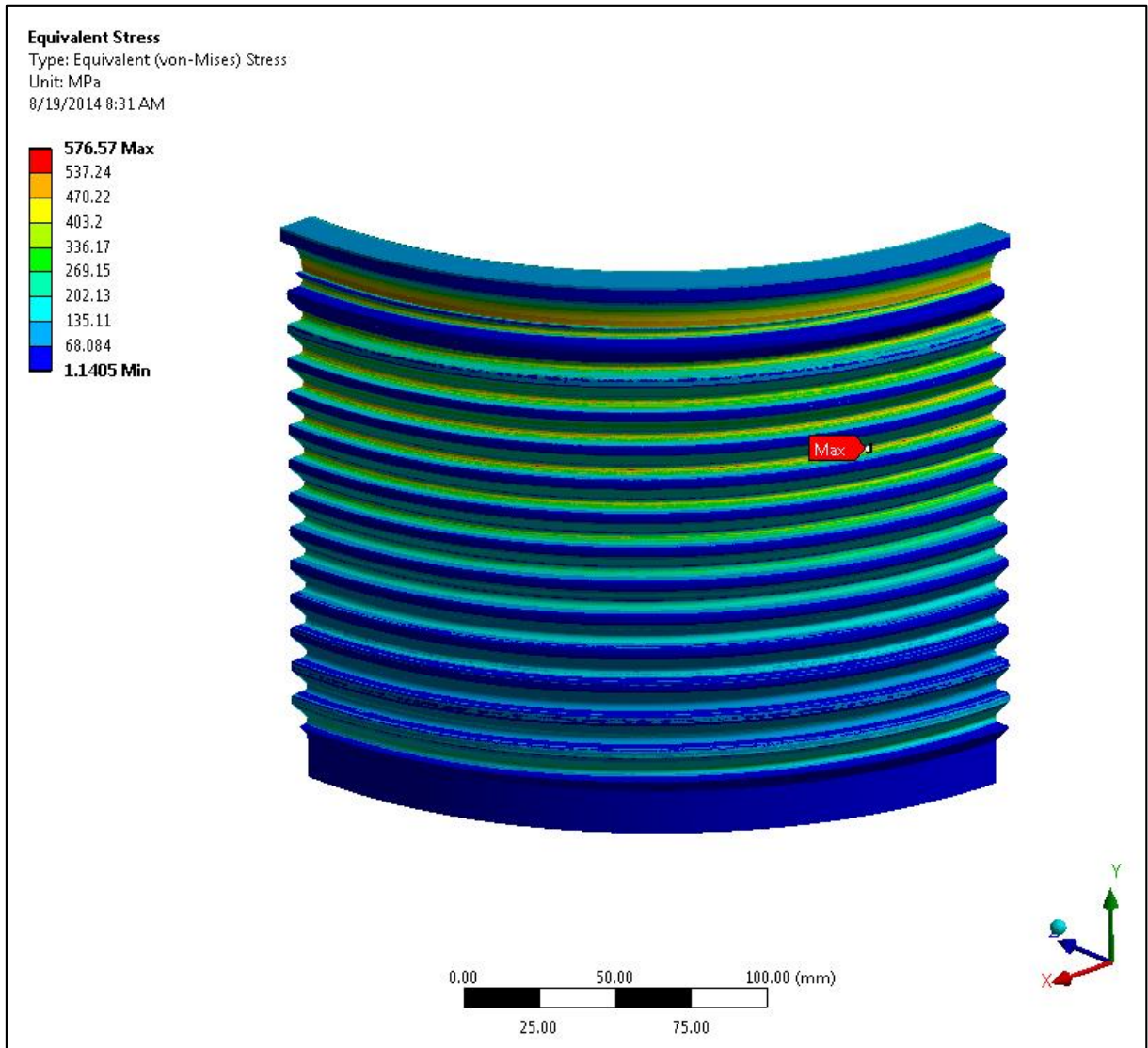


FIGURA 4.23 - Resultado completo para o critério de falha de fadiga para 2500t e pré-carga máxima.

FONTE – Arquivo do autor.

Observa-se que a região insegura é muito menor quando a pré-carga máxima é utilizada, porém pode-se ver que a estrutura ainda não é totalmente segura por fadiga. Seus valores, conforme apresentados na figura anterior, correspondem a um máximo de 576,57 MPa, ou seja, um valor apenas 7,32% superior ao limite de 537,24 MPa, para uma vida infinita sob cargas cíclicas.

Portanto, considerando apenas o resultado propriamente obtido, a coluna, a princípio, não atende aos pré-requisitos para uma operação segura e deve ser reavaliada, para aumentar sua segurança em relação à falha por fadiga, para uma vida infinita.

No entanto devemos considerar alguns fatores para as avaliações realizadas. Para todo e qualquer cálculo realizado, para a tentativa de simular resultados reais, existe um somatório de pequenos erros nos resultados obtidos. Estes erros vão se somando à medida que os resultados iniciais e as condições de contorno são utilizados para outros cálculos mais aprofundados, resultando assim, na solução final.

Temos como exemplo, todos os coeficientes de correção utilizados para o cálculo da carga máxima por fadiga, no critério de Goodman, os quais levam em consideração a condição da superfície, temperatura, tamanho, confiabilidade, tipo de carga e outros efeitos que foram considerados para o cálculo do coeficiente. Lembrando que os mesmos não mudam a resistência à fadiga do material propriamente dito, mas modificam o resultado que se estima para tal. Apenas um teste bem mais acurado, em laboratório, com o próprio material e condições de contorno que se assemelham à realidade podem oferecer um resultado próximo ao real, mas ainda assim, com alguma margem de erro.

Além destes itens descritos, existe toda a confiabilidade do maior fabricante de prensas hidráulicas do mundo, que além de uma experiência secular, possui todos os dados exatos para a simulação computacional. Também possui um histórico de possíveis falhas, que ao serem somados e utilizados para o dimensionamento de novos equipamentos, reduzem sensivelmente as chances de falhas, como o ocorrido. Outro item importante e que deve ser considerado, é que, após o equipamento ser instalado pelo fabricante em 2005, funcionou sem falhas durante um período de 8 anos, na planta avaliada. Somente após a substituição da coluna original por outra fornecida pelo fabricante do equipamento, é que ocorreu uma nova falha com apenas 1 ano de utilização.

Desta forma, uma variação de apenas 7,32% no limite de carga, pode ser considerado como uma variação do erro de cálculo, para o resultado obtido, levando o resultado a estar dentro dos limites de carga estabelecidos para este equipamento.

Sendo assim, a coluna, a princípio, atende aos pré-requisitos para uma operação segura dentro dos limites de carga utilizados e deve ser reavaliada com relação a outros detalhes que podem variar na operação do equipamento, como a forma de montagem do Superbolt™ e sua pré-carga. A manutenção do equipamento também deve ser considerada para aumentar sua segurança em relação à falha por fadiga, para uma vida infinita, próxima à sua utilização no limite de carga de 2500t.

4.4 Avaliação Tribológica da Interação entre o Superbolt™ e Coluna

Conforme os resultados apresentados anteriormente, referentes às simulações em elementos finitos do conjunto estrutural, pode-se observar a grande influência entre o aumento da pré-carga utilizada no Superbolt™ e sua direta relação na redução da carga limite, para vida infinita sob cargas cíclicas.

Nas simulações realizadas, o limite da pré-carga utilizada, foi o limite imposto pelo fabricante do Superbolt™, para o torque utilizado nos jackbolts (parafusos de aperto) utilizados no mesmo. No entanto, quanto maior for a pré-carga resultante na coluna, maior será sua vida útil para as cargas cíclicas utilizadas. Ou seja, o desenvolvimento de alguma forma de elevar a pré-carga no Superbolt™, deve ser considerado.

Tendo em vista que a pré-carga resultante na coluna, depende diretamente do coeficiente de atrito existente entre as superfícies do jackbolt e da rosca fêmea do Superbolt™, o objetivo desta seção é avaliar os resultados obtidos para diferentes redutores de atrito entre superfícies metálicas, com o intuito de minimizar ao máximo as perdas de carga entre o torque inserido, através do aperto dos jackbolts e a sua resultante pré-carga na coluna, aumentando assim, a carga resultante, sem elevar o torque de entrada limitado pelo fabricante.

Sendo assim, os resultados do experimento das medições dos coeficientes de atrito, entre as superfícies dos aços AISI 4140, pertencentes ao jackbolt e a rosca do próprio Superbolt™, sob algumas condições específicas, são descritos abaixo, sob as condições já apresentadas anteriormente.

4.4.1 Resultados das medições dos coeficientes de atrito entre superfícies

- a) Superfícies de contato sem lubrificação

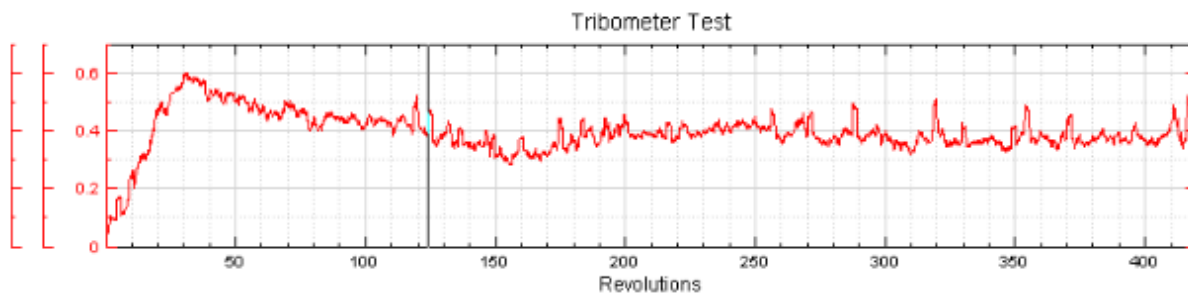


GRÁFICO 4.1 – Resultados do coeficiente de atrito encontrado para a superfície de contato sem lubrificação.

FONTE – Arquivo do autor.

Por se tratar do primeiro teste para as condições de contorno apresentadas, foram geradas 400 revoluções de disco para aguardar a estabilização da variação do coeficiente de atrito obtido no GRA 4.1. Pode-se observar que a partir da revolução número 200 até 400, as condições se tornaram mais estáveis. O resultado médio obtido foi gerado a partir desta região de dados. Coeficiente de atrito obtido no valor de 0,38.

b) Superfícies de contato com lubrificação de óleo desengripante WD-40.

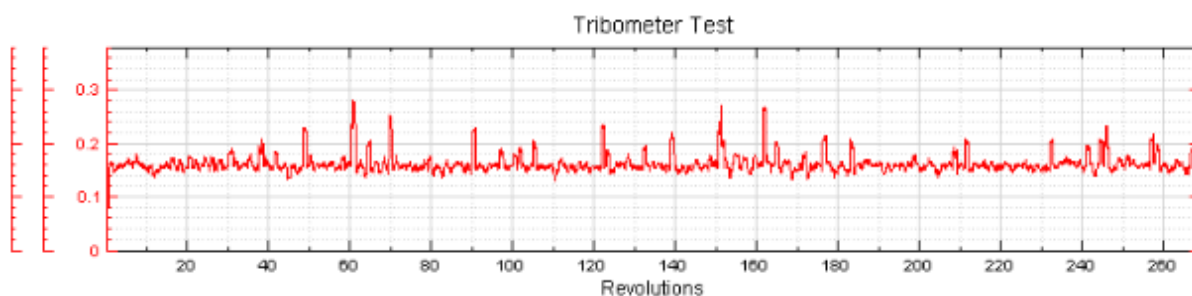


GRÁFICO 4.2 – Resultados do coeficiente de atrito encontrado para a superfície de contato com lubrificação de óleo desengripante WD-40.

FONTE – Arquivo do autor.

O GRA 4.2 apresenta uma curva de resultados bem mais estável, desta forma todos os dados foram utilizados para gerar o resultado final. Coeficiente de atrito obtido no valor de 0,16.

c) Superfície de contato com lubrificação de graxa branca.

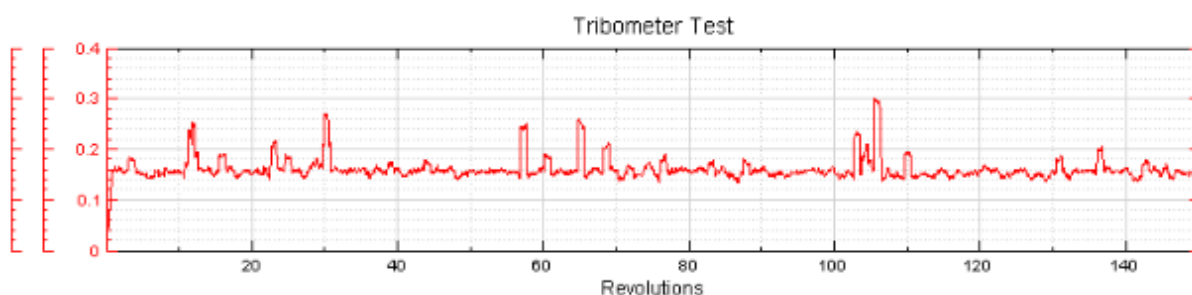


GRÁFICO 4.3 – Resultados do coeficiente de atrito encontrado para a superfície de contato com lubrificação de graxa branca.

FONTE – Arquivo do autor.

O GRA 4.3 apresenta uma curva de resultados estável com exceção das primeiras 3 revoluções que foram descartadas. Assim sendo o restante dos dados foram utilizados para gerar o resultado final. Coeficiente de atrito obtido no valor de 0,17.

d) Superfície de contato com lubrificação de condicionador de metais Militec.

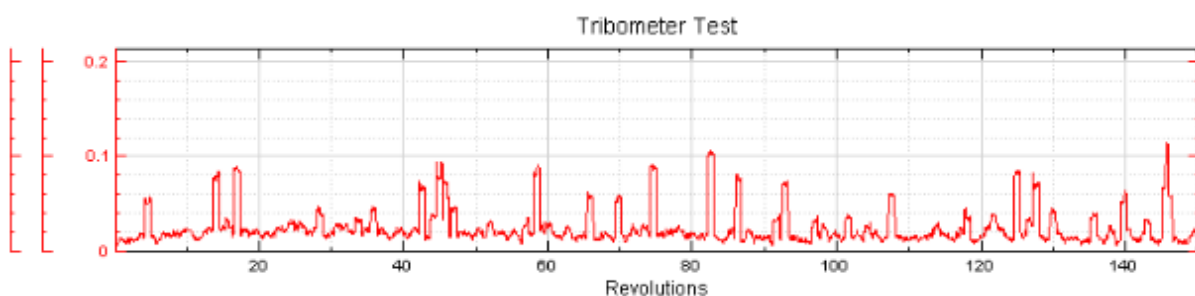


GRÁFICO 4.4 - Resultados do coeficiente de atrito encontrado para a superfície de contato com lubrificação de condicionador de metais Militec.

FONTE – Arquivo do autor.

O GRA 4.4 apresenta uma curva de resultados estável a partir da revolução número 20, sendo descartados assim, os resultados anteriores. Dessa forma, o restante dos dados foi utilizado para gerar o resultado final. Coeficiente de atrito obtido no valor de 0,03.

4.4.2 Cálculo da relação pré-carga x atrito

Considerando a aplicação de um Superbolt™ em uma prensa hidráulica, a qual precisa suportar a carga de 2500 ton., e com distribuição desta carga em 4 colunas de sua estrutura, a carga resultante em cada Superbolt™ é de $6125 \times 10^3 \text{N}$. O Superbolt™ escolhido para esta utilização é fixado por uma porca principal com 32 unidades de jackbolts de tamanho M24 que fazem o aperto do Superbolt™ e garantem que o mesmo não se solte. Utilizando a EQ (4.11) podemos calcular a tensão em cada parafuso:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (4.11)$$

Onde para se calcular d_p e d_r tem-se as EQ (4.12) e EQ (4.13):

$$d_p = d - 0,649519 p \quad (4.12)$$

$$d_r = d - 1,226869 p \quad (4.13)$$

Sendo σ_t calculado pela EQ (4.14):

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (4.14)$$

Encontra-se então a tensão $\sigma_t = 543 \text{ MPa}$ que é menor que o valor de referência da tensão de escoamento do material encontrado em ensaio de tração ($\sigma_e 4140 = 1138 \text{ MPa}$) atendendo ao requisito de resistência mecânica.

Os valores dos coeficientes de atrito conforme os resultados obtidos nos ensaios no tribômetro foram:

Superfícies sem lubrificação – $\mu_t = 0,38$

Sup. Lubrificada com óleo desengripante WD-40 – $\mu_t = 0,16$

Sup. Lubrificada com graxa branca – $\mu_t = 0,17$

Sup. Lubrificada com condicionador de metais Militec – $\mu_t = 0,03$

O cálculo de pré-carga, utilizando os valores de atritos, são obtidos pela EQ (4.15), valores de pré-carga a serem impostos para cada condição de contato e para um torque de 288 Nm, relacionado a uma coluna de prensa hidráulica.

$$T = F_i \left(\pm \frac{P}{2\pi} + \frac{\mu_t r_t}{\cos \beta} + \mu_n r_n \right) \quad (4.15)$$

Onde T foi atribuído valor 288 Nm, P é o passo da rosca que é 3 para o parafuso M24, μ_t é o coeficiente de atrito entre os filetes de rosca para cada situação de aperto, r_t considerado um valor de 180° , β é metade do ângulo da rosca (30°). O μ_n foi considerado para um atrito entre superfícies sem lubrificação (0,38) e r_n também considerado um valor de 180° , para estas atribuições encontra-se os valores da pré-carga gerada no parafuso (F_i), mostrados na TAB 4.4.

TABELA 4.4

Resultados da pré-carga gerada no parafuso (F_i), para um mesmo torque de 288Nm, em cada condição de contorno de superfície.

Condição de contorno da Superfície	Pré-carga (N)	Incremento em relação à superfície sem lubrificação (%)
Superfícies sem lubrificação	30,61 N	0%
Superfície lubrificada óleo desengripante WD-40	58,42 N	91%
Superfície lubrificada com graxa branca	56,1 N	83%
Superfície lubrificada com condicionador de metais Militec	126,21 N	312%

FONTE: Arquivo do autor.

Utilizando uma mesma carga de torque por jackbolt no valor de 288Nm, fica demonstrado o alto valor de pré-carga inserido na coluna da prensa hidráulica quando temos um coeficiente de atrito muito baixo. Caracteriza-se assim, a alta eficiência em relação a perda de energia por atrito, utilizando uma lubrificação adequada, podendo chegar a uma melhora de 312% em relação a uma superfície sem lubrificação.

Na FIG 4.24 pode-se observar a montagem das novas colunas, de acordo com o desenvolvimento aqui apresentado. Na FIG 4.25 se tem o modelo das porcas Nord-lock™ que foram utilizadas para fixação dos jackbolts evitando assim as falhas por parafuso frouxo.



FIGURA 4.24 - Conjunto de quatro novas colunas montadas conforme estudos aqui apresentados.

FONTE – Arquivo do autor.

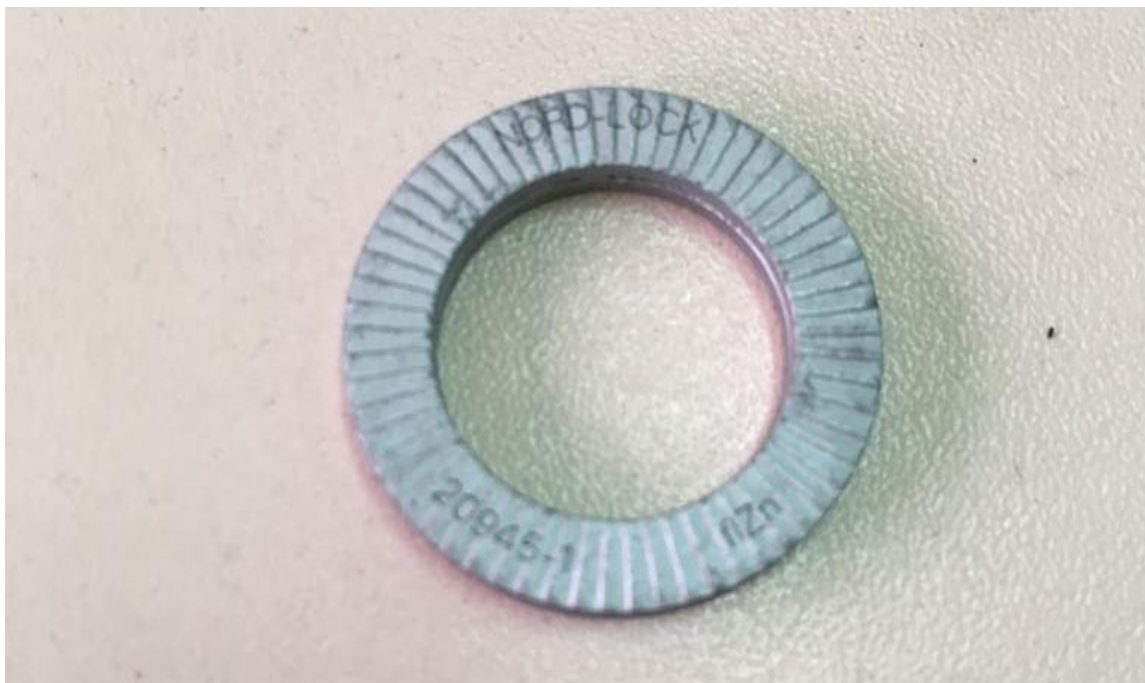


FIGURA 4.25 – Porca Nord-lock™ utilizada para a solução do problema apresentado

FONTE – Arquivo do autor.

TABELA 4.5

Falhas e soluções encontradas para o estudo aqui apresentado.

Descrição do estudo realizado	Dados iniciais encontrados	Solução proposta
Material utilizado na coluna	AISI 4140 (300ppm de S)	AISI 4140 ou 4340 (menor que 50ppm de S)
Dureza da coluna	27 HRC	34 a 38 HRC
Microestrutura da coluna	Matriz heterogênea	Matriz homogênea
Limite de escoamento material da coluna	555,5 Mpa	Maior que 725 Mpa
Limite de ruptura material da coluna	809,4 Mpa	Maior que 930 Mpa
Arruela utilizada nos Jackbolts	Arruela lisa	Arruela X – Nord Lock
Lubrificação utilizada nos Jackbolts	Graxa branca	Militec
Torque utilizado nos Jackbolts	284Nm	365 Nm

FONTE: Arquivo do autor.

5 CONCLUSÕES

Através dos resultados obtidos, pode-se afirmar que o equipamento designado como prensa, cujas partes avaliadas – coluna e Superbolt™ - possuem um dimensionamento razoável. Porém podem ser encontradas algumas limitações técnicas que podem gerar falhas quando se trabalhado próximo ao limite de cargas proposto pelo equipamento, no caso, as 2500 toneladas.

Verificou-se que, algumas destas limitações podem ser otimizadas utilizando técnicas para tal, já outras limitações são inerentes ao projeto e à produção das peças avaliadas, podendo variar de acordo com o fornecedor dos materiais e do fabricante de usinagem e tratamento térmico. Descreve-se então, as considerações relacionadas a esta conclusão.

Relacionado ao material, observou-se que o aço utilizado para a fabricação, tanto da coluna quanto do Superbolt™, foi o aço AISI 4140, conforme denominação de projeto do fabricante da prensa. No entanto, existe uma diferença sensível nas características mecânicas entre o Superbolt™ e a coluna, mesmo sendo ambos feitos do mesmo aço. Avaliando os resultados foi encontrada uma sensível diferença no teor de enxofre (S) entre as duas composições avaliadas. Este elemento químico é um produto bastante estudado por outros pesquisadores e que piora sensivelmente a resistência mecânica de componentes fabricados com este contaminante.

O resultado da resistência mecânica entre a coluna (774MPa) e o Superbolt™ (930 MPa) diferiram bastante, comprovando a elevada influência desta contaminação encontrada e gerando um resultado inferior ao que se espera para o aço AISI 4140 com patamar padrão de 809,5 MPa, mesmo que este aço, esteja dentro dos parâmetros esperados para sua composição química em ordem de peso percentual. A falha por quebra da coluna, ocorreu devido ao processo de fadiga, sendo que o mesmo foi facilitado, devido ao elevado grau de enxofre em sua composição do aço em relação ao Superbolt™. Sua consequente resistência mecânica ficou abaixo do esperado em resultados médios para o mesmo aço, acelerando sua falha por fadiga, que já estaria no limite caso seu resultado estivesse no mesmo patamar do padrão esperado.

Nota-se que o material do Superbolt™ sendo também o AISI 4140, com seu elevado nível de resistência mecânica, supera sensivelmente o que se espera para este material. Ou seja, sugere-se que a coluna passe a ser fabricada com a mesma composição

química deste material, fazendo com que as chances de outra falha por fadiga sejam reduzidas sensivelmente. Outra opção para solucionar este problema, além da utilização do AISI 4140, seria utilizar também o AISI 4340, já totalmente consolidado e fabricado no mercado nacional. O AISI 4340 deve possuir o menor índice de teor de enxofre possível, devido ao fenômeno de cargas cíclicas atuantes. Além disso, ambos os materiais deverão passar pelo processo de tratamento térmico de normalização, têmpera e revenimento, visando dureza mais elevada para aumentar a resistência mecânica, tomando como referência, níveis que se trabalha no mercado nas faixas de 28 a 32 HRC, ou de 34 a 38 HRC.

Quanto a simulação numérica, foi identificado que utilizando os parâmetros e as condições de contorno encontradas e demonstradas para o equipamento, os resultados referentes à possibilidade de falha por fadiga do material estão no limite para que esta ocorra (resistência mecânica padrão utilizada de 809,5 MPa). Tendo em vista este parâmetro, a falha iria ocorrer, pois a região insegura, apesar de ser muito pequena, quando a pré-carga máxima no Superbolt™ é utilizada, ainda não é totalmente segura por fadiga. Seus valores, conforme apresentados nos resultados, correspondem a um máximo resultante de 576,57 Mpa. Ou seja, um valor apenas 7,32% superior ao limite de 537,24 MPa para uma vida infinita sob cargas cíclicas.

Porém como demonstrado, nos resultados metalográficos e laboratoriais do material real utilizado na coluna, sua resistência mecânica é menor 4,3%, em relação ao parâmetro de 809,5 MPa, aumentando ainda mais as chances de ocorrer a falha por fadiga. Falha esta que de fato ocorreu.

Já os ensaios tribológicos, resultaram em uma solução extremamente simples e barata, otimizando em muito a eficácia no torqueamento dos jackbolts e conseqüentemente na pré-carga resultante. Deve-se tornar padrão o aperto dos jackbolts, utilizando-se o condicionador de metais Militec™, nas superfícies de roscas dos mesmos, gerando a redução no atrito a tal ponto que a eficiência na pré-carga chegará a 125% a mais em relação ao mesmo processo utilizando a graxa branca, solicitada como padrão pelo fabricante.

A utilização de um aço com melhor qualidade, como descrito anteriormente, somado à utilização deste condicionador de metais, proporcionará um resultado que garantirá um aumento significativo na vida útil do equipamento.

No entanto, como a redução no atrito das roscas eleva também as chances dos jackbolts desenroscarem gerando uma falha de “parafuso frouxo”, sugere-se a utilização de aruelas do tipo estriada X-Nord Lock, com o intuito de eliminar esta possibilidade. O uso em

conjunto destes itens, lubrificação e arruelas estriadas, proporcionará os resultados esperados de um equipamento sem falhas por fadiga.

A metodologia desenvolvida mostrou-se adequada para avaliar as condições de contorno e suas consequências mecânicas relacionadas à vida útil das colunas e do Superbolt™, demonstrando pontos positivos e negativos no projeto e execução destas peças, onde foram propostas as melhorias que se desejavam ao equipamento como um todo.

Conclui-se então que é totalmente possível a fabricação nacional destas peças avaliadas, tendo em mãos os projetos das mesmas e utilizando as exigências de qualidade e montagem descritas neste trabalho. Adiciona-se a isso, o alcance do objetivo de redução de custo e prazo de entrega destes produtos, devido a eliminação da importação dos mesmos, e elevação da robustez na vida útil destas peças, também reduzindo os riscos de paradas de produção e aumentando a confiança do mercado e dos investidores da empresa, que utilizar estes padrões.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros, algumas opções são apresentadas como forma de dar continuidade ao trabalho aqui iniciado.

O resultado alcançado com a utilização do condicionador de metais para a redução do coeficiente de atrito entre as superfícies avaliadas, foi bastante surpreendente e eficaz, contribuindo sensivelmente para os resultados alcançados. Desta forma, além desse condicionador de metais, uma primeira sugestão seria o estudo de outros produtos similares oferecidos no mercado e a sua otimização com a utilização das técnicas atuais de nano tecnologia. Isso possibilitaria investigar a melhoria de seu desempenho nas situações apresentadas e serem realizadas pesquisas com foco em utilizações a quente (motores de combustão e outros equipamentos exotérmicos) ou utilizações a frio (equipamentos de criogenia ou aeroespaciais). Em ambas as situações, existem inúmeras limitações na eficiência de lubrificação devido as variações térmicas e consequentes variações de viscosidade, aderência, pressão de bombas entre outros.

Como segunda sugestão verifica-se a potencialidade de estudos voltados para equipamentos que possuem uma vida útil esperada muito elevada em relação aos ciclos de carregamento em sua estrutura, como a prensa hidráulica avaliada. A prensa avaliada, trabalha 24 horas por dia, ininterruptamente durante todos os dias do ano. Considerando que sua vida útil será elevada com as melhorias alcançadas, este equipamento irá durar mais de 10 anos (vida útil inicial, desde sua implementação até a sua primeira quebra – que é o escopo deste trabalho). Neste caso é possível alcançar uma falha por fadiga, dentro da faixa dos giga ciclos. Ou seja, uma possível mudança da causa fundamental da falha que ocorreu atualmente, iniciando uma trinca por fadiga de dentro do material para fora. O estudo na área de fadiga, por giga ciclos é uma possibilidade real, porém com limitações de equipamentos no Brasil. O desenvolvimento de um equipamento para estudos de mega e giga ciclo no Brasil seria um forte passo rumo aos estudos de vida útil para equipamentos com elevada vida útil. Esse seria um bom investimento, considerando que estes equipamentos são os mais caros dentro de uma indústria devido ao seu alto investimento inicial e sua produção em série contínua.

Por fim, sugere-se um estudo conjunto da relação entre a influência da otimização tribológica de uma superfície metálica com a utilização de condicionadores de metais otimizados por nano partículas e, a da vida útil original desses condicionadores por fadiga, considerando $1,0 \times 10^7$ ciclos, por exemplo. Dentro deste número de ciclos já se sabe que as

falhas por fadiga se iniciam da superfície para dentro do material e que existem importantes variáveis como o desgaste da superfície, que proporcionam uma grande influência nesta vida útil, antes do início da falha. Logo, o desenvolvimento e a otimização dos fluidos para redução de atrito superficial (proposto inicialmente) pode influenciar diretamente neste resultado, unificando assim os estudos tribológicos com os estudos de fadiga dos materiais.

ABSTRACT

The refractories production represents a strategic segment in the country's industrial sector, as it serves several basic industries such as the steel industry, iron and steel smelting, cement and lime, non-ferrous metallurgy, glass, petrochemical, etc. The hydraulic presses have been used in the production chain of these refractories being used in the bricks molding production so that they can go through the heat treatment process. Usually these hydraulic presses have a great size and the occurrence of structural columns failures of these equipment, leads to the reduction or paralysis of the production activities, creating huge refractory industry injuries. In addition, the technological and material dependence of foreign suppliers for elements damaged replacement motivates a more in-depth study for the generation of own solutions that meet the specificity of the Brazilian industry. The objective of this work is a methodology development to solve failure problems in the structural columns fixation of a 25,000 KN hydraulic press through a case study. The system fixation analyzed in this research is common in several presses, so this solution application developed here may be used in other cases. Preliminary analyzes has been developed such as: hardness of materials; metallography; impact and traction tests; visual analysis; numerical simulation of the geometry and loads applied by the finite element method using the Ansys® program. Based on these results and on the fatigue and tribology studies, a methodology was developed to solve failure problems of the structural columns fixation considering the existence of several engineering solutions already applied to the market for fixation systems, through the process of project reengineering. The expectation is to increase the useful life without occurrence of equipment failures, to propitiate the components nationalization with the consequent cost and delivery deadline reduction, also improve the set of fixation robustness in relation to the current one.

Key words: *press, Superbolt™, reverse engineering, fatigue, tribology.*

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 ABELLA R.; DASCHBACH J.; MCNICHOLS R. Reverse engineering industrial applications. **Comput Ind Eng**, n. 26, v. 2, p.381–385, 1994.
- 2 ASM International Handbook. **Failure analysis and prevention**. 9 ed. v.11. Metals Park: ASM International, 1986.
- 3 BANNANTINE, J. A.; CONNER, J.; HANDROCK, J. **Fundamentals of Fatigue analysis**. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1990.
- 4 BARRET, R. T. **Fastener Design Manual**. NASA Reference Publication 1228. March, 1990. 99p.
- 5 BATHIAS, C.; PINEAU, A. **Fatigue of Materials and Structures: fundamentals**. Hoboken, USA: Wiley, 2010.
- 6 BAXTER, M. **Projeto de Produto: Guia Prático para o Desenvolvimento de Novos Produtos**. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, 261 p, 1998.
- 7 BICKFORD J.H. **Introduction to the design and behavior of bolted joints: non-gasketed joints**. New York: Marcel Dekker, 2007.
- 8 BURWELL, J. T. **Survey of Possible Wear Mechanisms**. *Wear*. v. 1, p. 119-141. New York, NY (USA): American Standart Corp, 1958.
- 9 CALLISTER, W. **Ciência e engenharia dos materiais: uma introdução**. 7ed. Rio de Janeiro: Livros técnicos e Científicos, 2008.
- 10 CARDOSO, L. **Supreme Lubrificantes**. Custos da Lubrificação. Disponível em: <http://www.supremelub.com.br/noticias/14/custos-da-lubrificacao> Acesso em: 01/05/2017.

- 11 CROCCOLO D.; DE AGOSTINIS M.; VINCENZI N. Failure analysis of bolted joints effect of friction coefficients in torque-preloading relationship. **Engineering Failure Analysis**, v. 18, pp. 364–73, 2011.
- 12 CZICHOS, H. **The role of tribology as science and technology** – What are the essentials, Tribology International, 1995.
- 13 DIETER, G. **Mechanical Metallurgy**. 3 ed. London: McGraw-Hill, 1998.
- 14 ECCLES W., SHERRINGTON I., ARNELL R.D. Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners. **Tribology International**, n. 43, p. 700-707, 2010.
- 15 FERREIRA, F. C. L.. **Projeto e desenvolvimento de um novo equipamento de escalada artificial para rochas verticais e negativas**. 2003. 147f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- 16 FINE, M. E; CHUNG, Y. W.. **Fatigue Failure in Metals**, ASM Handbook. V. 19: Fatigue and Fracture, Estados Unidos: ASM Internacional, p. 63-72, 1996.
- 17 GARUD, R.; GEHMAN, J.; KUMARASWAMY, A. Complexity arrangements for sustained innovation: lessons from 3M. **Corporation.Organization Studies**, v.32, n.6, pp. 737-767, 2011.
- 18 HUTCHINGS, I.M. **Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials**. England, UK: CRC Press, 1995.
- 19 HERMANO, J.N. Estudo da Relação Torque x Força Tensora e do coeficiente de atrito em parafusos revestidos isentos de cromo Hexavalente. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – PUC-MG, Belo Horizonte.
- 20 JIANG Y.Y.; CHANG J.J.; LEE C.H. An experimental study of the torque–tension relationship for bolted joints. **Int J Mater Prod Technol**, v.16, pp.417–29, 2001.

- 21 KARDEC, A.; NASCIF, J.A.; BARONI, T. **Gestão Estratégica e Técnicas Preditivas**. Coleção Manutenção. Rio de Janeiro: Editora Quality Mark, 2002.
- 22 KHODDAMZADEH, A.; LIU, R.; WU, X. **Novel Polytetrafluoroethylene (PTFE) Composites with Newly Develop Tribology Alloy Additive for Sliding Bearing**. *Wear*. v. 266, p. 646-657, 2009.
- 23 LOWN, R. **Hydraulic Presses in the 80's**. Based on SME Technical Paper, MF82-918. The Society of Manufacturing Engineers. Dearborn Michigan, 1982.
- 24 LUKÁS, P.; KUNZ, L. Cyclic slip localization and fatigue crack initiation in fcc single crystals. **Materials Science and Engineering**, p. 75-80, 2001.
- 25 MEDEIROS, E. N. **Uma Proposta de Metodologia para o Desenvolvimento de Projeto de Produto**. 1981. 178f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- 26 MOTAVALLI S., SHAMSAASEF R. Object-oriented modelling of a feature based reverse engineering system. **Int J Comp Integ**, v.M 9, n.5, p.p.354–368, 1996.
- 27 NASSAR S.A., SUN T.S. Surface roughness effect on the torque–tension relationship in threaded fasteners. **Proc I Mech E Part J** :Eng Tribol, v. 221, pp. 95–103, 2007.
- 28 NASSAR S.A., ZAKI A.M. Effect of coating thickness on the friction coefficients and torque-tension relationship in threaded fasteners. **Journal of Tribology**, v. 131, pp. 021301-1 – 021301-11, 2009.
- 29 NONATO, R. S. J.; CESAR, J. G. T.; PESSOA, G. Q. A Dependência Real da Área de Contato no Atrito entre as Superfícies Sólidas. **Anais...** XVI Simpósio Nacional de Ensino de Física, 2005.
- 30 NORD-LOCK GROUP. **Superbolt™ Multi-jackbolt tensioners (MJT) standard range**. Disponível em: <http://cdn.nord-lock.com/wp->

content/uploads/2014/06/NL_Superbolt™_standard-range-brochure_70186EN.pdf Acesso em 07 de janeiro de 2017.

- 31 NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas** – Uma abordagem integrada. 2 ed. Rio Grande de Sul: Bookman, 2000.
- 32 ORGANIZAÇÃO PARA COOPERAÇÃO E DESENVOLVIMENTO ECONÔMICO (OECD). **Manual de Oslo**: Diretrizes para coleta e interpretação de dados sobre Inovação. 3 ed. 2017. Disponível em: <<http://www.finep.gov.br/images/apoio-e-financiamento/manualoslo.pdf>>. Acesso em 12 Jan. 2017.
- 33 PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J.; GROTE, K.H. **Engineering design**: a systematic approach. Springer Verlag, 2003.
- 34 PINTEC/IBGE. **Pesquisa de Inovação PINTEC – 2014**. Rio de Janeiro: IBGE, 2015.
- 35 PERSSON, B.N.J. **Sliding Friction**: Surface Science Reports. v. 33, p. 83-119, 1999.
- 36 PERSSON, B.N.J. **Sliding Friction**: Physical principles and applications. Series: Nanoscience and technology. Springer, 2000.
- 37 PHILIPS, P. **Briefing**: A Gestão do Projeto de Design. São Paulo: Editora Blucher, 2008.
- 38 PROVENZA, F. **Projetista de Máquinas**. 71 ed. Ed. F. Provenza, 1990.
- 39 RAJA V.; FERNANDES K.. **Reverse Engineering**: An Industrial Perspective. Springer-Verlag London Limited, 2008.
- 40 ROMEIRO FILHO, E.; FERREIRA C. V.; MIGUEL P. A. C.; GOUVINHAS R. P.; NAVEIRO R. M. **Projeto de Produto**, Elsevier editora Ltda, 2011.
- 41 ROTTLER, J.; ROBBINS, M.O. Macroscopic friction laws and shear yielding of glassy solids. **Computer Physics Communication**, v.169, 177-182 p, 2005.

- 42 SANTANA, J. S. de. **Avaliação tribológica dos polímeros NBR, PTFE e PTFE gravitado em contato com aço AISI 52100**. 2009. 89 f. Dissertação (Mestrado em Tecnologia de Materiais; Projetos Mecânicos; Termociências) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2009.
- 43 SHIGLEY J. E.; MISCHKE C. E. **Mechanical Engineering Design**. 8 ed Estados Unidos: Mc Graw Hill, 2001.
- 44 SCHUMPETER, J.A. **Capitalism, Socialism and Democracy**. New York: Routledge, 1976.
- 45 SCHUTZ, W. A History of Fatigue. **Engineering Fracture Mechanics**, v.54, n.2, p. 263-300, 1996.
- 46 SMITH & ASSOCIATES. **Hydraulic Presses**. rev. 9. Michigan, dec. 1999.
- 47 STACHOVIK, G. W.; BATCHELOR, A. W. **Engineering Tribology**. 3 ed. EUA: Butterworth Heinemann, 2001.
- 48 STEPHENS, R. *et. al.* **Metal Fatigue and Engineering**. 2 ed. New York: Wiley Interscience, 2001.
- 49 THOMAS, L. G.; D'AVENI R. The changing nature of competition in the US manufacturing sector, 1950-2002. **Strategic Organization**, v.7, n.4, pp. 387-431, 2009.
- 50 TIDD, J.; BESSANT, J.; PAVITT, K.. **Gestão da Inovação**. Porto Alegre: Bookman, 2008.
- 51 YANYAO, J. An experimental study of the torque–tension relationship for bolted joints. **International Journal of Materials & Product Technology**, v.16, pp. 417–29, 2001.
- 52 YAU H.; HAQUE S.; MENQ C. Reverse engineering in the design of engine intake and exhausts ports. **Manuf Sci Eng**, v.64, p.139–148, 1995.

- 53 WELCH L. *et al.* Inventions that Changed History. **Massachusetts Academy of Mathematics and Science**. Cap 1, pp. 3-6, 2010.
- 54 ZHU L.; HONG J.; JIANG X. On controlling preload and estimating anti-loosening performance in threaded fasteners based on accurate contact modeling. **Tribology International**, v. 95, pp. 181-191, 2016.
- 55 ZOU Q.; SUN T.S.; NASSAR S.A.; BARBER G.C.; GUMUL A.K. Effect of lubrication of friction and torque–tension relationship in threaded fasteners. **Tribol Trans**, v. 50, pp. 127–36, 2007.