

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

Marco Aurélio Vilanova Tredicci

Análise do Fator de Atrito Correspondente ao Torque e suas Influências no Comportamento Mecânico de Elementos de Fixação Submetidos a Ensaios Combinados

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. José Célio Dias

**Fevereiro de 2014
Itajubá-MG**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB_6/1700

T786a

Tredicci, Marco Aurélio Vilanova

Análise do Fator de Atrito correspondente ao Torque e suas
Influências no comportamento mecânico de Elementos de Fi_
xação submetidos a Ensaio Combinados / Marco Aurélio Vi_
lanova Tredicci. -- Itajubá, (MG) : [s.n.], 2014.

172 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. José Célio Dias.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Fator de Atrito. 2. Elementos de Fixação Mecânica. 3.
Ensaio Combinados. I. Dias, José Célio, orient. II. Universi_
dade Federal de Itajubá. III. Título.

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

Marco Aurélio Vilanova Tredicci

**Análise do Fator de Atrito Correspondente ao Torque
e suas Influências no Comportamento Mecânico de
Elementos de Fixação Submetidos a Ensaios
Combinados**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 24 de
fevereiro de 2014, conferindo ao autor o título de ***Mestre
em Ciências em Engenharia Mecânica.***

Banca Examinadora:

Prof. José Celio Dias (Orientador)

Prof. Gilbert Silva

Dra. Ana Cláudia de Oliveira Hirschmann

Dra. Denise Adorno Lopes

Itajubá – MG

2014

Agradecimentos

A minha família, em especial a minha esposa, pelo apoio e compreensão. Aos amigos pelo incentivo e apoio técnico.

As empresas Unistill Ltda, Coein System CO, Reflorest Inco SA e Monjolo Empreendimentos Ltda pelo apoio fornecido que contribuíram para a realização deste trabalho através dos recursos necessários.

Ao programa CAPES/CNPQ pela bolsa de estudos concedida.

Ao Professor Doutor José Célio Dias pela orientação, incentivo, dedicação e paciência para passar o seu conhecimento e experiência.

Aos professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da UNIFEI pelo profissionalismo, amizade e prontidão para ajudar.

Sumário

Agradecimentos.....	i
Sumário.....	ii
Lista de Figuras.....	vi
Lista de Tabelas.....	viii
Simbologia, Letras Gregas e Latinas.....	ix
Sobrescritos.....	xiii
Subscritos.....	xii
Abreviaturas e Siglas.....	xvi
Resumo.....	xviii
<i>Abstract</i>	xix

Capítulo 1 PESQUISA

1.1 Introdução.....	2
1.2 Revisão Bibliográfica.....	5
1.3 Motivação do Trabalho.....	8
1.4 Objetivo da Pesquisa.....	10
1.5 Conteúdo.....	12

Capítulo 2 DESENVOLVIMENTO FÍSICO-MATEMÁTICO

2.1 Características	
2.1.1 <i>O Parafuso</i>	14
2.1.2 <i>Ligação Aparafusada</i>	16
2.1.3 <i>Comportamento Ideal</i>	
2.1.4 <i>Dimensões Críticas – Comprimento</i>	20
2.1.5 <i>Dimensões Críticas – Rosca</i>	24
2.2 Esforços Envolvidos	
2.2.1 <i>Fatores</i>	27
2.2.2 <i>Pré-carga</i>	28
2.2.3 <i>Tensões</i>	
2.2.4 <i>Dispersão do Aperto</i>	30

Capítulo 3 DESENVOLVIMENTO DO DISPOSITIVO

3.1 Análise Dimensional	
3.1.1 <i>Projetos Segundo as Normas</i>	33
3.1.2 <i>Fatores</i>	34
3.1.3 <i>União</i>	35
3.1.4 <i>Rigidez</i>	36
3.1.5 <i>Critérios Dimensionais e Não Dimensionais</i>	39

3.1.6	<i>Riscos Roscáveis</i>	41
3.1.7	<i>Crêterios de Montagem e Alinhamento</i>	46
3.1.8	<i>Afrouxamento</i>	47
3.1.9	<i>Atribui�es do Atrito</i>	48
3.1.10	<i>Espanamento</i>	50
3.2	Dispositivos de Ensaio	
3.1.1	<i>Desenvolvimento do Primeiro Dispositivo</i>	52
3.1.2	<i>Desenvolvimento do Segundo Dispositivo</i>	57
3.1.3	<i>Princípio de Funcionamento do Primeiro Dispositivo</i>	58
3.1.4	<i>Princípio de Funcionamento do Segundo Dispositivo</i>	61

Capítulo 4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.1	Corpos de Prova	
4.1.1	<i>Valores Nominais do Corpo de Prova</i>	64
4.1.2	<i>Grupos de Corpos de Prova</i>	65
4.1.2	<i>Entalhe Natural do Corpo de Prova</i>	66
4.2	Metodologia Experimental	
4.2.1	<i>Limpeza dos Corpos de Prova</i>	68
4.2.2	<i>Características Dimensionais</i>	
4.2.3	<i>Ensaio de Dureza VICKERS</i>	
4.2.4	<i>Montagem dos Corpos de Prova no Dispositivo</i>	69
4.2.5	<i>Sequência de Ensaios</i>	70
4.2.6	<i>Toler�ncia de Ensaios</i>	71
4.3	Pr�-cálculos	
4.3.1	<i>Di�metro do Elemento</i>	72
4.3.2	<i>Passo da Rosca</i>	
4.3.3	<i>�reas Envolvidas</i>	73
4.3.4	<i>Alongamento</i>	74
4.3.5	<i>Tens�es</i>	
4.3.6	<i>Coeficiente de Máxima Utiliza�o</i>	75
4.3.7	<i>Rigidez</i>	
4.3.8	<i>Empenamento</i>	76
4.3.9	<i>Autobloqueio</i>	78
4.3.10	<i>Resultados Analitico-matemático</i>	79

Capítulo 5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1	Resultados da Prepara�o	
5.1.1	<i>Limpeza das Amostras</i>	87
5.1.2	<i>Análise Dimensional</i>	
5.1.3	<i>Ensaio de Dureza VICKERS</i>	
5.2	Resultados Anal�ticos e Discuss�es	
5.2.1	<i>Formas de Fixa�o</i>	89

5.2.2 <i>Os Elementos de Fixação</i>	91
5.2.3 <i>Torque Aplicado e Ângulo de Aperto</i>	93
5.2.4 <i>Torque e Carga</i>	99
5.2.5 <i>Elongação e Carga Axial</i>	
5.2.6 <i>Relação de Cargas</i>	104
5.2.7 <i>Força Vertical e σ_y</i>	112
5.2.8 <i>Empenamento</i>	117
5.2.9 <i>Deformação da Rosca e Espanamento</i>	120
5.2.10 <i>Autobloqueio</i>	122
5.2.11 <i>Fator de Atrito e Correlações</i>	127
5.2.12 <i>Ensaio Combinado</i>	132

Capítulo 6 CONCLUSÕES

- 6.1 Conclusões
- 6.2 Sugestões Para Trabalhos Futuros

APÊNDICES

A CONSIDERAÇÕES GERAIS

A.1 Conceitos Aplicados	
A.1.1 <i>Classe de Resistência</i>	139
A.1.2 <i>Identificação</i>	140
A.2 Aperto de Parafusos	
A.2.1 <i>Por Torque</i>	142
A.2.2 <i>Por Ângulo</i>	143
A.2.3 <i>Por Escoamento</i>	144
A.2.4 <i>Por Estiramento</i>	
A.2.5 <i>Por Calor</i>	145
A.2.6 <i>Variação da Pré-carga</i>	
A.3 Falhas no Aperto	
A.3.1 <i>Sobrecarga</i>	146
A.3.2 <i>Fratura</i>	147
A.3.3 <i>Espanamento</i>	
A.3.4 <i>Disperção</i>	148
A.3.5 <i>Trinca e Fratura</i>	
A.3.6 <i>Atrito</i>	149
A.3.7 <i>Lubrificação</i>	150
A.3.8 <i>Reaperto</i>	151
A.3.9 <i>Fadiga</i>	

B CONCEITOS APLICADOS

B.1 Equações no Domínio Plástico.....	155
B.2 Plasticidade Normativa.....	159
B.3 Eficiência no Travamento.....	160

C EXPERIMENTO

C.1 Dispositivos.....	162
C.2 Corpos de Prova.....	164
C.3 Equipamentos Utilizados	
C.3.1 <i>Equipamentos Principais</i>	
C.3.2 <i>Equipamentos Auxiliares</i>	165
C.4 Resultados Experimentais.....	166
C.4.1 <i>Dados Obtidos</i>	
C.4.2 <i>Gráficos Obtidos</i>	
C.4.3 <i>Fotos dos Elementos de Fixação</i>	
C.4.4 <i>Planilhas de Cálculos</i>	

Referências Bibliográficas	167
---	-----

Lista de Figuras

1 – Classificação do parafuso.....	15
2 – Representação esquemática do sólido em análise.....	20
3 – Dimensões de comprimento do parafuso e da rosca.....	20
4 – Representação dos comprimentos no parafuso.....	21
5 – Representação da correlação de comprimento entre as partes intermediárias.....	22
6 – Representação da distribuição de tensões nas partes conforme norma (a) DIN e (b) ASME.....	23
7 – Representação da distribuição de tensões nas partes.....	23
8 – Dimensões genéricas da rosca.....	24
9 – Dimensões normatizadas da rosca métrica.....	25
10– Representação gráfica de identificação das zonas de aperto do Torque vs. Ângulo.....	27
11 – Tensões envolvidas no parafuso e união.....	31
12 – Identificação da energia alocada no parafuso através de representação gráfica do Torque vs. Ângulo.....	31
13 – Fator de separação da união.....	35
14 – Representação da rigidez do parafuso e união.....	37
15 – Representação do comportamento do parafuso e união durante a pré-carga.....	37
16 – Representação gráfica da pré-carga inicial do parafuso na montagem.....	38
17 – Fatores dimensionais que influenciam no projeto.....	41
18 – Fatores estruturais que influenciam no projeto.....	42
19 – Fatores de análise que influenciam no projeto.....	43
20 – Fatores de fadiga que influenciam no projeto.....	44
21 – Fatores de montagem que influenciam no projeto.....	45
22 – Relação de diâmetro do furo e o corpo do parafuso conforme ABNT NBR 8800/86.....	46
23 – Representação esquemática da deformação no parafuso na montagem desalinhada gerando uma força transversal.....	47
24 – Suporte de fixação – parte superior frontal.....	53
25 – Inserto sextavado intercambiável para diâmetros 2/8 internos 5/4.....	54
26 – Suporte de fixação.....	55
27 – Insertos intercambiáveis conjunto para diâmetros de 2 a 5 milímetros.....	56
28 – Insertos intercambiáveis conjunto para diâmetros de 6 a 8 milímetros.....	56
29 – Insertos intercambiáveis de pontas individuais de aperto.....	57
30 – (a) Corpo do segundo dispositivo de fixação e (b) Parte inferior do dispositivo de fixação.....	57
31 – Escolha do inserto intercambiável.....	58
32 – Montagem do inserto no corpo do dispositivo.....	58
33 – Montagem da ponta individual de aperto sobre o inserto intercambiável.....	59
34 – Montagem sobre o suporte.....	59
35 – Montagem.....	59
36 – Montagem.....	60
37 – Fixação dos parafusos de aperto.....	60
38 – Segundo dispositivo.....	61
39 – Elementos de fixação formadores dos grupos de cpd para ensaio.....	63
40 – Formato da cabeça dos elementos de fixação formadores dos grupos de cpd para ensaio(a) Allen, M6x75, (b) Sextavado, M6x75 e (c) Philips, M6x75.....	63

41 – Porcas rosca métrica normal e classe 8.8.....	63
42 – Codificação dos cpd's.....	65
43 – Funcionamento do dispositivo sob ensaio.....	69
44 – Elementos ensaiados posição de tomada de medidas (a) ângulo de alinhamento e (b) ângulo de empenamento.....	77
45 – Elementos ensaiados posição de tomada de medidas deslocamento em alongamento	
46 – Último filete de rosca próximo à cabeça do parafuso.....	89
47 – Comportamento da interação da rosca, porca e parafuso.....	90
48 – Desgaste devido aos esforços laterais ao elemento de fixação quando impedido de empenamento	
49 – Esforços sob a cabeça do elemento de fixação quando impedido de empenamento (a)carga de prova nominal (b)Duas vezes a carga de prova nominal e (c) Três vezes a carga de prova nominal.....	91
50 – Falha de ruptura na rosca do elemento classe 4.8 ensaiado.....	92
51 – Estrangulamento seguido de falha na rosca se comportando como entalhe	
52 – Relação Ângulo (°) x Torque (N.m) para carga de Prova Nominal de 5,1kN.....	94
53 – Relação Ângulo (°) x Torque (N.m) para carga de Prova Nominal de 10,2kN.....	96
54 – Relação Ângulo (°) x Torque (N.m) para carga de Prova Nominal de 15,3kN.....	98
55 – Relação Elongação (%) x Carga (kN) com carga de Prova Nominal de 5,1kN....	101
56 – Relação Elongação (%) x Carga (kN) com carga de Prova Nominal de 10,2kN..	102
57 – Relação Elongação (%) x Carga (kN) com carga de Prova Nominal de 15,3kN..	103
58 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Relação de Cargas C (-) para carga de Prova Nominal de 5,1kN.....	105
59 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Relação de Cargas C (-) para carga de Prova Nominal de 10,2kN.....	106
60 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Relação de Cargas C (-) para carga de Prova Nominal de 15,3kN.....	107
61 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Relação de Cargas C (-) para carga de Prova Nominal de 6,5kN.....	108
62 – Rigidez dos elementos de fixação.....	110
63 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Força Vertical devido a rosca FV (kN) para carga de Prova Nominal de 5,1kN.....	113
64 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Força Vertical devido a rosca FV (kN) para carga de Prova Nominal de 10,2kN.....	114
65 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Força Vertical devido a rosca FV (kN) para carga de Prova Nominal de 15,3kN.....	115
66 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Força Vertical devido a rosca FV (kN) para carga de Prova Nominal de 6,5kN.....	116
67 – Empenamento com restrição de movimento da cabeça do elemento.....	117
68 –(a)Cabeça do elemento forçado ao empenamento e (b)Efeito do empenamento na porca	
69 – (a) Elemento com o anel de distribuição de carga e (b) Elemento com a cabeça reduzida ao limite do anel.....	119
70 – Corpo de prova do segundo dispositivo para análise do empenamento	
71 – Deformidade da rosca ao empenamento livre	
72 – (1)Puncionamento da porca, restrição de movimento e demais deslocamentos do punção em relação ao empenamento	
73 – Espanamento da rosca.....	121
74 – Espanamento da porca	

75 – Deformação da rosca na zona de plasticidade.....	121
76 – Deformação do último filete de rosca próximo à cabeça	
77–Relação Passo(mm) x Autobloqueio(-) para carga de Prova Nominal de 5,1kN	123
78–Relação Passo(mm)xAutobloqueio(-) para carga de Prova Nominal de 10,2kN..	124
79–Relação Passo(mm)xAutobloqueio(-) para carga de Prova Nominal de 15,3kN.	125
80–Relação Passo(mm) x Autobloqueio(-) para carga de Prova Nominal de 6,5kN..	126
81 – Influência do passo na distribuição de tensões.....	128
82 – Autobloqueio do elemento de fixação.....	131
83 – Arruelas de alta resistência para ligações aparafusadas de acordo com a norma DIN 6916.....	140
84 – Formas de identificação dos parafusos de alta resistência de acordo com as normas DIN 6914 e DIN 6915.....	141
85 – Representação gráfica de um material isotrópico no campo de tensões de <i>Haigh-Westergaard</i>	158
86 – Estado de tensões e momento de plastificação.....	159
87 – Exemplo da representação gráfica para a obtenção do valor da origem elástica do parafuso.....	160
88 – Mecanismo de auto-afrouxamento do torque produzido (ASME 21-159).....	161
89 – Suporte do dispositivo de ensaio.....	162
90 – Insertos intercambiáveis do dispositivo de ensaio	
91 – (a) Disposição do conjunto de peças do dispositivo e (b) pré-montagem para utilização do dispositivo em ensaio	
92 – Montagem das pontas intercambiáveis.....	163
93 – Capacidade de adaptação das partes intercambiáveis	
94 – Montagem final do elemento de fixação no dispositivo	
95 – Corpo de prova conforme norma DIN 913.....	164
96 – Prensa INSTRON 8864(à esquerda), consola de apoio da prensa (ao centro), sistema de programação da operação e recolha de dados (canto superior direito)	
97 – Sistema de unidade hidráulica do equipamento.....	165
98 – Sistema de programação da operação e recolha de dados	

Lista de Tabelas

1 – Relação entre ensaios de tração e torção.....	30
2 – Grupos de cpd para ensaios.....	67
3 – Tolerâncias de ensaio para o caso em análise.....	71
4 – Principais pontos em análise da Fig. 52.....	93
5 – Principais pontos em análise da Fig. 53.....	95
6 – Principais pontos em análise da Fig. 54.....	97
7 – Principais pontos em análise da Fig. 55.....	100
8 – Principais pontos em análise da Fig. 56	
9 – Principais pontos em análise da Fig. 57	
10 – Coeficientes de máxima utilização dos elementos.....	111
11 – Coeficientes de atrito médios.....	129
12 – Ângulos de empenamento e escorregamento medidos.....	133

Simbologia, Letras Gregas e Latinas

Aos subscritos i = condição considerada e n = elemento em análise ou de referência, limitado ao uso dos subscritos relacionados.

$A_{i,n}$	Área correspondente da seção resistente do elemento em análise;
$A_{t,b}$	Área sob tração do parafuso;
α	Ângulo geométrico referente à rosca;
C_T	Relação entre carga axial máx adm e a carga axial;
C_B	Relação entre carga flexão máx adm e a carga de flexão;
C_Q	Relação entre carga de corte máx adm e a carga de corte;
$d_{i,n}$	Diâmetro, referência, correspondente para um elemento em análise;
d_b ou d_{nom}	Diâmetro nominal de um elemento em análise ou sólido em referência do corpo do parafuso;
d_d	Diâmetro de distribuição das tensões nos elementos da união;
d_f	Diâmetro do flanco da rosca ou do maior diâmetro da rosca;
d_h	Diâmetro da cabeça do parafuso;
d_n	Diâmetro da arruela ou elemento intermediário ao parafuso;
d_p	Diâmetro do passo da rosca ou diâmetro médio;
d_r	Diâmetro da rosca e/ou diâmetro menor;
d_w	Diâmetro da porca;
D	Dimensão ou propriedade em análise;
Δ	Variação, infinitesimal;
δ_{ij}	Delta de <i>Kronecker</i> ;
δ_n	Deformação do sólido;
δ_b	Deformação do parafuso;
δ_m	Deformação da união;
e	nº de <i>Euler</i>
E_n	Módulo de elasticidade ou <i>Young</i> para o elemento em análise;
ε	Deformação;
F_A	Força axial aplicada num determinado sólido;
F_Q	Força transversal ou cortante aplicada num determinado sólido;
F_n ou F	Força aplicada quando referenciada num determinado sólido;

F_N	Força normal aplicada num determinado solido;
F_R	Força resultante num determinado solido;
F_P	Força peso aplicada num determinado solido;
F_h	Força horizontal num determinado solido;
F_{at}	Força de atrito num determinado solido;
$F_{i,n}$	Força específica aplicada no solido;
$F_{0,i,n}$	Força inicial, referenciada, aplicada ao sólido;
$F_{0,a,n}$	Força inicial, axial, aplicada ao sólido;
$F_{0,b}$	Força inicial aplicada ao parafuso;
$F_{0,m}$	Pré-carga inicial aplicada a união ou junção;
$F_{0,max}$	Força inicial máxima;
$F_{0,min}$	Força inicial mínima;
$F_{qp,n}$	Fator de correção da carga de prova do elemento em análise ou de referência (n) em projeto (utilização e montagem);
$F_{0,t,n}$	Força inicial de tração no elemento em análise ou de referência (n);
F_F	Fator de força relativa entre roscas internas e externas;
F_{relax}	Força de relaxamento;
$F_{R,n}$	Fator de rigidez do elemento em análise ou de referência (n);
$F_{R,a}$	Fator de rigidez associativo;
$F_{R,d}$	Fator de rigidez distributivo;
$F_{R,m}$	Fator de rigidez da união;
F_{S_n}	Fator de segurança do sólido em análise ou de referência (n);
$F_{S_{a,m}}$	Fator de segurança do ajuste da junção;
F_{S_i}	Fator de segurança das incertezas de cargas e tensões;
$F_{S_{lim}}$	Fator de segurança limite ou margem de segurança;
$F_{S_{sep}}$	Fator de segurança da separação da união ou junta;
$F_{u,n}$	Força final estabelecida no elemento em análise ou de referência (n);
f	Flexão;
φ	Ângulo geométrico;
H	Altura do dente da rosca;
I	Invariante;
I_0	Incerteza da pré-carga;
K_n	Fator de atrito do elemento em análise ou de referência (n);
K_b	Fator de atrito do parafuso;

K_f	Fator de atrito da rosca ou filete em trabalho;
K_h	Fator de atrito da cabeça do elemento;
K_T	Fator de atrito correspondente ao torque;
k	Fator de intensidade ou concentração de tensão;
L_A	Avanço da porca;
L	Comprimento total;
L_i	Comprimento do sólido em análise;
L_a	Comprimento de análise da distribuição de tensões;
L_b	Comprimento do parafuso;
L_c	Comprimento do elemento intermediário da união;
L_d	Comprimento do corpo do parafuso;
L_f	Comprimento da parte com rosca do parafuso;
L_h	Comprimento da cabeça do parafuso;
L_m	Comprimento da união inclusos elementos auxiliares;
L_w	Comprimento do elemento auxiliar (porca);
L_n	Comprimento do elemento auxiliar (arruela);
L_p	Comprimento médio das partes unidas;
L_t	Comprimento de uma das partes ou do elemento da união;
L_u	Comprimento útil do parafuso;
M_i	Momento;
M_T	Momento referente ao torque;
M_B	Momento referente ao dobramento;
M_{yk}	Momento de Plastificação;
μ_f	Coefficiente de atrito do filete;
μ_h	Coefficiente de atrito da cabeça do elemento;
μ_i	Coefficiente de atrito para uma determinada condição;
μ_d	Coefficiente de atrito dinâmico;
μ_e	Coefficiente de atrito estático;
$\mu_{T,n}$	Coefficiente de atrito relacionado ao torque aplicado;
n_f	Número de fios da rosca;
n_i	Número de ciclos para romper o material submetido a uma tensão;
η	Eficiência
P	Probabilidade;
$P_{0,n,max}$	Pré-carga inicial máxima no elemento;

$P_{n,max}$	Pré-carga máxima no elemento;
$P_{qp,n}$	Carga de prova para o elemento em análise;
$P_{0,n,min}$	Pré-carga inicial mínima no elemento;
$P_{0,b}$	Carga ou esforço externo no parafuso;
$P_{0,m}$	Carga ou esforço externo na união;
$P_{lim,n}$	Carga limite para o elemento em análise (n);
P_n ou P	Carga ou esforço externo do elemento em análise ou de referência (n);
$P_{u,n}$	Carga final de projeto para o elemento em análise (n);
P_x	Carga ou esforço externo na direção x;
P_y	Carga ou esforço externo na direção y;
P_z	Carga ou esforço externo na direção z;
p	Passo da rosca;
π	nº pi 3,14159
Q	Razão;
r	Raio;
r_f	Raio do fundo do filete ou de adoçamento;
R_n	Rigidez do elemento em análise ou de referência (n);
R_b	Rigidez do parafuso;
R_m	Rigidez da união;
ρ	Densidade;
σ	Tensão;
σ_i	Tensão axial;
$\sigma_{e,n}$	Tensão de escoamento do material do elemento em análise;
σ_x	Tensão axial na direção do eixo de coordenadas X;
σ_y	Tensão axial na direção do eixo de coordenadas Y;
σ_z	Tensão axial na direção do eixo de coordenadas Z;
σ_{ij}	Tensor de tensões;
$\sigma_{e,n}$	Tensão de escoamento do material em análise ou de referência (n);
$\sigma_{r,n}$	Tensão de ruptura do material em análise ou de referência (n);
$S_{i,n}$	Carga;
$S_{0,n}$	Carga de prova do material do elemento em análise ou de referência (n);
t	Temperatura;
t_b	Tolerância das medidas de fabricação do parafuso;

$t_{i,n,max}$	Tolerância de uma medida, referente a um sólido em análise, máxima;
$t_{i,n,min}$	Tolerância de uma medida, referente a um sólido em análise, mínimo;
T_n	Torque fornecido ao elemento em análise;
T_b	Torque referente ao parafuso;
T_f	Torque referente a rosca do parafuso;
T_h	Torque referente a cabeça do parafuso;
T_L	Torque de afrouxamento ou líquido;
T	Torque;
T_μ	Torque de atrito;
T_b	Torque fornecido ao elemento parafuso;
T_f	Torque medido no filete da rosca;
T_h	Torque fornecido a cabeça do elemento parafuso;
τ_i ou τ_{xy}	Tensão de cisalhamento;
τ_{ij}	Tensor de tensões;
θ	Ângulo geométrico;
ν	Coefficiente de <i>Poisson</i> ;
W	Trabalho;
xyz	Plano cartesiano;

Sobrescritos

—	Média;
2	Ao quadrado;
3	Ao cubo;
i	Índice genérico de representação numérica ou literal;
j	Índice genérico de representação numérica ou literal;
'	Condição simplificada;

Subscritos

Leia-se: referente à:

<i>0</i>	Inicial, de prova;
<i>A</i>	Amplitude, Axial, ;
<i>a</i>	Ajuste, associativo,;
<i>b</i>	Referente ao elemento parafuso único e individual;
<i>B</i>	Dobramento;
<i>C</i>	Cíclica;
<i>c</i>	Porca;
<i>car</i>	Característica;
<i>crítico</i>	Crítico;
<i>coef</i>	Coefficiente;
<i>d</i>	Dinâmico, elementos da união, distributibo;
<i>e</i>	Escoamento, estático;
<i>ef</i>	Efetiva;
<i>ext</i>	Externa;
<i>f</i>	Fios, flanco, rosca, filete,;
<i>fad</i>	Fadiga;
<i>face</i>	Face;
ϕ	Diâmetro;
<i>h</i>	Cabeça do parafuso;
<i>H</i>	Horizontal;
<i>i</i>	Índice genérico de representação numérica ou literal;
<i>in</i>	Entrada, fornecido, disponibilizado, ;
<i>j</i>	Índice genérico de representação numérica ou literal, parte em união, ;
<i>J</i>	Comparativo, relativo,
<i>K</i>	Cabeça do parafusos;
<i>m</i>	Referente a união aparafusada ou partes unidas;
<i>máx</i>	Máximo;
<i>min</i>	Mínimo;
<i>n</i>	Índice genérico de representação numérica ou literal referente ao elemento ou referência em análise, arruela,;
<i>nom</i>	Nominal;
<i>N</i>	Normal;
<i>o</i>	Orifício;
<i>out</i>	Saída, gasto, utilizado;

<i>lim</i>	Limite;
<i>maior</i>	Maior;
<i>menor</i>	Menor;
<i>p</i>	Plastificação, passo, ;
<i>pc</i>	Pré-carga;
<i>q</i>	Carregamento;
<i>qp</i>	Carga de prova;
<i>Q</i>	Cisalhamento;
<i>R</i>	Resultante;
<i>r</i>	Rosca, menor raio do filete, ruptura, ;
<i>r</i>	Resistência;
<i>red</i>	Redução;
<i>relax</i>	Relaxamento;
<i>G</i>	Roscada;
\notin	Não roscada;
<i>s</i>	Cisalhamento;
<i>s</i>	Separação;
<i>S</i>	Segurança;
<i>T</i>	Torque;
<i>TR</i>	<i>Tresca</i> ;
<i>t</i>	Total, tração;
<i>u</i>	Última, final;
<i>VM</i>	<i>von Mises</i> ;
<i>w</i>	porca, rosca atuante;
<i>x</i>	Direção referente ao eixo de coordenadas;
<i>xy</i>	Atuante na direção entre as coordenadas;
<i>y</i>	Direção referente ao eixo de coordenadas;
<i>z</i>	Direção referente ao eixo de coordenadas;

Abreviaturas e Siglas

a.C	Antes de Cristo
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas;
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
BDP	Bandas de Deslizamento Permanentes;
CNC	<i>Computer Numeric Control</i> ;
cpd	Corpo de prova;
d.C	Depois de Cristo;
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i> ;
DPP	<i>Dinamic Process Plate</i> ;
EB	Especificação Brasil - ABNT;
EUA	Estados Unidos da América;
EUROCODE	Código Europeu de Normas Técnicas;
HRB	Medida de Dureza em <i>Rockwell B</i> ;
HRC	Medida de Dureza em <i>Rockwell C</i> ;
ICAF	Comitê Internacional de Fadiga em Aeronáutica;
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LE	Limite de Escoamento;
LRT	Limite de Resistência à Tração;
<i>log</i>	Função matemática logarítmica;
M	Rosca tipo métrica;
mm	Milímetros;
MPa	Mega Pascal;
NBR	Norma - ABNT;
NB	Norma de Procedimento e Cálculo - ABNT
PB	Padronização Brasil - ABNT
pol	Polegada;
RPL	<i>Rust Preventative Lubrificante</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SB	Simbologia Brasil - ABNT;
SI	Sistema Internacional de Pesos e Medidas;
TB	Terminologia Brasil - ABNT;

UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
UNF	<i>Unifided National Fine</i>
UNS	<i>Unifided National Stander</i>

Resumo

Esse trabalho tem como objetivo analisar o comportamento de um elemento de fixação mecânica, parafuso sextavado M6x75 rosca fina devidamente padronizada sem lubrificação, especificamente o coeficiente de atrito correlacionado ao torque (K_T) em suas parcelas pormenorizadas através de um ensaio combinado de tração e torção com o desenvolvimento de um dispositivo de fixação criado com tal finalidade que atenda as normatizações existentes. A análise físico-matemática do comportamento do elemento de fixação estará restrito ao efeito do torque aplicado no sólido e os esforços resultantes do corte imposto pela combinação de passo e rosca do elemento com pré-carga que solicite tensões capazes de superar o momento de plastificação do material produzindo os efeitos de empenamento e espanamento.

Palavras-chaves: parafuso, ensaio combinado, momento de plastificação, espanamento.

Abstract

This paper aims to analyze the behavior of a mechanical fastener, fine thread hex bolt M6x75 properly standardized without lubrication, specifically friction coefficient correlated to torque (K_T) in their plots through a detailed test combined tensile and twist with the development of a fastening device designed for such purpose that meets the existing rules. The physical-mathematical analysis of the behavior of the fastener is restricted to the effect of the torque applied to the solid and the resulting stresses imposed by the combination of cutting and thread pitch of the element with preload applying voltages capable of overcoming the torsion of plasticizing producing the warp effects and cross slip.

Keywords: *screw, combined test, when laminating, cross slip.*

capítulo 1

PESQUISA

Os elementos de fixação mecânica foram divididos por: características construtivas, formas de aplicação, pela maneira que será incorporado ao conjunto do qual fará parte. Neste trabalho, será analisado o subgrupo de parafusos, que devido a sua simplicidade, praticidade e a possibilidade de desfazer a união; o que fez desse elemento de fixação o mais presente no cotidiano humano e, em alguns casos, do próprio ser.

A complexidade do seu funcionamento é proporcional as suas características singulares e seu comportamento é motivo de estudo desde a sua difusão, já que é passível de falhas!

Buscar o aperfeiçoamento no entendimento de aplicação do parafuso em suas uniões, ou no conjunto do qual fará parte integrante é o principal motivador desse trabalho e neste capítulo serão apresentadas as razões pelas quais surgiu o interesse no estudo desse elemento de fixação mecânico tão utilizado.

1.1 INTRODUÇÃO

Atribuiu-se a invenção do parafuso ao matemático grego *Archytas Tarentum* (428-350 a.C.), que fora copiado e difundido pelo Império Romano. Os primeiros parafusos foram fabricados em madeira, considerados como uma invenção de utilização restrita e de uso exclusivo das legiões. Sua importância foi tão significativa que chegou a ser declarado um “*Legado de Césares*”.

Nos primeiros séculos após sua invenção, as restrições de uso impostas pelo império romano tornaram a utilização do parafuso pouco conhecidas, o que não impediu sua difusão. No século primeiro chegou a ser confeccionado em bronze por ferreiros não romanos e por volta de 1400 d.C. passou a ser de uso cotidiano e fabricado em outras ligas metálicas.

O britânico *Henry Maudslay* criou a primeira patente do parafuso de aperto tipo fenda em 1797 e um ano após um dispositivo com características similares foi patentado na Colônia Britânica das Américas.

O parafuso devido sua praticidade e simplicidade na sua utilização se tornou parte de quase tudo que é fabricado ou construído. E, em alguns casos do ser humano por meio de intervenções cirúrgicas, logo, a patente se mostrou ineficaz pela infinidade de modelos e formas existentes.

A sua utilização na construção civil chegou a ser condenada pela impossibilidade de suportar as cargas envolvidas num projeto, baseado no chamado “efeito de escala”, um conceito introduzido por *Galileu Galilei* por volta de 1638 que ao analisar barras submetidas à tração e flexão, defendia que esse efeito era “...um fator que limitaria a construção de estruturas de grandes dimensões, pois tais estruturas não seriam capazes de suportar o próprio peso”. Por um longo período essa teoria manteve a atenção de estudiosos voltada tão somente aos princípios da Resistência dos Materiais, fundamentada sobre a Teoria da Elasticidade¹.

O que havia passado despercebido aos pesquisadores daquela época são as falhas que poderiam ocorrer pela forma de inadequada de fabricação, irregularidade na obtenção do material, quantidade de aperto e montagem inadequados. Mesmo após a melhoria significativa nos materiais e processos de fabricação os elementos continuavam a falhar.

¹ Atualmente conhecida como Mecânica Clássica.

Os estudos provenientes da “Fadiga dos Materiais” trouxeram novo enfoque as falhas com o objetivo de prever a vida útil de peças ou seu comportamento em condições extremas de sollicitação ou submetidos a cargas cíclicas. Esse conceito considerou que as falhas se iniciavam ocultas a percepção humana, resultado de deformações internas do material, logo, a ocorrência da fadiga seguida de fratura tornou-se *“um fenômeno essencialmente probabilístico oriundo de fatores microscópicos de natureza aleatória”*. Tal o é que, o termo foi derivado da palavra latina *fatigare* que representa a ideia de “cansar-se”, a falha ocorre por um desgaste natural atribuído a um determinado tempo de vida útil do material. Séculos depois essa ideia original não está totalmente errada na sua concepção, apenas melhor compreendida pela disposição da estrutura microscópica de formação dos materiais.

Assim, com o avanço da Engenharia e outros campos do conhecimento notou-se que apesar de ser um elemento simples o parafuso tem seu entendimento de funcionamento bastante complexo e esse entendimento do seu comportamento é de suma importância para que ele desempenhe a função para a qual foi projetado.

Como solução aplicável em inúmeros problemas e casos de utilização, cada usuário desenvolvia seus próprios parafusos, isso fazia com que, o parafuso não possuísse qualquer correlação de formato trazendo problemas técnicos de toda ordem devido a falta de padronização. Logo, surgiram as primeiras normas técnicas [01,02,03] de confecção, limitações construtivas e de ensaios, buscando aprimorar os diversos padrões criados ao longo de séculos e tantas variações criadas quanto possíveis.

As normas de padronização foram amplamente difundidas facilitando à obtenção de resultados comparativos em ensaios mecânicos normatizados, atualmente determinam o uso de tração simples, torção e análises angulares em flexão bi-apoiado. *No entanto, deixam lacunas quanto a orientação tecnológica por não levarem em consideração o avanço dos equipamentos e a possibilidade de ensaios combinados.*

O ensaio de torção, por exemplo, é pouco utilizado no meio acadêmico por inúmeras razões e principalmente pela restrição imposta do alto custo de investimento. A necessidade de investimento considerável é válido apenas as empresas de capital privado e tão somente a aquelas em que o ensaio em estado pleno de torção se fazia imprescindível o uso de tal equipamento.

Com o avanço tecnológico as máquinas de ensaio mecânico passam a utilizar eixos-árvore independentes, comandadas por controle numérico computacional com a simulação por meio de softwares incorporados. Células de carga com processamento

dinâmico (DPP) estendem a capacidade do equipamento permitindo agrupar ensaios e a possibilidade de aplicar e analisar esforços externos, tensões combinadas, ciclos alternados e carregamentos dos mais variados possíveis em condições atípicas daquelas normatizadas.

Ensaiai elementos de fixação mecânica em equipamentos com tais características proporciona a obtenção de resultados variados, com a análise matemática correta das cargas atuantes e dos esforços envolvidos, há a possibilidade de que em um único ensaio combinado seja possível compreender e refinar a funcionalidade do parafuso.

Logo, a atual tecnologia promove condições de se obter um caminho para o esclarecimento de fenômenos que ainda aguardam a devida atenção.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Como visto, o parafuso possui normas estabelecidas de construção, aplicação e uso; porém, provoca questionamentos quanto ao entendimento de seu real comportamento já que equações que representam sua funcionalidade estabelecem valores de correção e números adimensionais nas formulações gerando conflitos entre as normas e coloca os órgãos normalizadores em lados opostos.

Um ponto comum entre todas as pesquisas é que o comportamento do parafuso, normalmente variável, está relacionado diretamente com sua forma de utilização, as composição das partes que serão unidas, a sujeição ou a existência de esforços externos e principalmente se esses esforços externos forem cíclicos como os trabalhos apresentados por *Griza* (2000) [08] e *Leite* (2005) [15].

Outro ponto em comum nas normas em vigor é o uso correto de uma pré-carga atribuída ao conjunto em união. A pré-carga tem influência significativa na resposta do parafuso ou da união ao esforço externo, atribuindo no momento em que se realiza o torque uma tensão de tração no sentido do corpo cilíndrico do parafuso. Assim, a pré-carga é consequência do torque aplicado e essa relação não é tão facilmente obtida com precisão como relatado pelos autores *Fuluoka* (2001) [07].

Estudos correlacionando as formas de aperto concluíram que não é possível vencer o atrito entre os fios da rosca apenas com a força humana, há a necessidade de utilização de ferramentas mecânicas a fim de superar o regime elástico na condição de pré-carga, por exemplo *Spinelli* (1997) [25].

Relações entre aperto e comprimento demonstraram que os parafusos deveriam ter um tamanho mínimo em relação ao valor do diâmetro para resistir a falha. Tal sistematização implicou que o fator de segurança da união fosse menor que 2 inviabilizando sua parametrização.

Questionamentos quanto ao comportamento do elemento mecânico de fixação, ou a junta, começaram a intrigar pesquisadores e colocar as normas vigentes sob um olhar crítico. Logo, cada parte do parafuso e de formação mecânica da sua estrutura com característica única passou a ser analisado individualmente, tal como os ensaios realizados por *Patterson* (2000) [20] em que o comprimento não demonstrou influencia sobre as deformações que ocorreram nos filetes da rosca e não correlacionava a dimensão das partes da união.

Kulak (1987) [13] realizou torção direta no parafuso depois de pré-tensionado, pelo método de aperto pelo giro da porca, um primeiro ensaio combinado fortaleceu a ideia de que parafusos instalados com o torque recomendado poderiam resistir a uma carga externa direta sem aparente redução de sua resistência, o que não impedia as reações de atrito induzissem tensões torcionais. Através de seus trabalhos demonstrou que o conceito de pré-carga é uma necessidade e que os métodos de aperto podem trazer variações significantes a união.

As pesquisas passaram a relacionar o alongamento e pré-carga do parafuso independente do atrito. Para se alcançar uma pré-carga corretamente são condições necessárias o acabamento das interfaces dos componentes, geometria e as propriedades do material, *Eliezer* (2000) [06] afirma o mesmo.

O coeficiente de torque (C_T) possui valor adimensional de 0,208, no entanto, essa relação é apenas aproximada, dependendo da média das condições de atrito dos filetes, faces da cabeça e porca variável em fadiga conforme os trabalhos de *Habibi* (2003) [09] e *Dragoni* (1997) [04]. Como o coeficiente de atrito depende do acabamento superficial, precisão e grau de lubrificação ambos os coeficientes encontram-se em torno do valor de 0,15 o que aproxima o coeficiente de torque do valor de 0,20 não importando a forma ou configuração da rosca (fina ou grossa). Essas soluções analíticas normalmente são limitadas a geometrias relativamente simples e condições de carregamento.

A rigidez passou a fazer parte da representação matemática no trabalho de *Lehnhoff* (1994) [14], que não levava em consideração o atrito, ao realizar a análise por elementos finitos num modelo axissimétrico estabelecendo a possibilidade de haver uma não linearidade na rigidez e conseqüente falha na alongação durante a pré-carga. Porém, a rigidez do parafuso é obtida segundo as normas em vigor e baseados na suposição de que os valores da rigidez nas equações são constantes em função única e exclusiva das propriedades intrínsecas do material. Para que esse erro não fosse cometido, *Ito* (1997) [10] sugere o uso do método do cone de revolução para a obtenção de uma forma de realização do cálculo de uma rigidez real, o resultado obtido não foi o esperado, porém a técnica fora validada para a obtenção dos cálculos de rigidez dos materiais.

Ainda assim, a rigidez pode ser melhorada quando levado em consideração os fatores de montagem e folgas. O diâmetro do furo influencia nos resultados, pois quanto mais justo o parafuso ao furo, melhor é sua rigidez esperada, *Juvinall* (1991) [11].

Atualmente, o uso de travas químicas é capaz de melhorar o desempenho de rigidez do parafuso.

A medida mais importante do parafuso continua a ser a carga de prova definida como sendo a força com que o parafuso começa a ter uma deformação permanente e que é próxima, porém menor que o escoamento do material. Para uso dinâmico e estático estão limitados a 75% e a 90% do limite de resistência do material que compõe o parafuso respectivamente, como utilizado por Kirby (1995) [12].

A falha por fadiga representa aproximadamente 85% dos casos de falhas em parafusos sob tração submetidos a uma carga externa alternada. Aparentemente existe uma correlação entre o torque inicialmente aplicado e as condições de afrouxamento e instabilidade. O primeiro normalmente é seguido de desmontagem quando em baixo ciclo, o segundo quanto sob trabalho o elemento se encontra na região plástica com certa instabilidade aliado a altos ciclos por períodos muito longos, ou solicitação repetidas vezes entre longos espaços de tempo.

Um modelo teórico não leva em consideração que os filetes de rosca (entalhes contínuos por toda a extensão do corpo do parafuso ou parte dele), comprometem sua capacidade de carga e está relacionada com o efeito do entalhe completo. A capacidade de carga é aumentada com o aumento do passo, isto se deve em parte a diminuição da área na raiz, diminuindo o fator de concentração de tensões.

Novamente somos levados a verificar os processos de fabricação, que fixa uma maior vida para os processos laminados em temperatura ambiente, enquanto processos em temperaturas acima de 300°C apresentam pouca influencia sobre a resistência à tração e cisalhamento. Existem trabalhos que consideram tais influencias como Rodrigues (1993) [23] e edições Meyers (2007) [18] e Martins (2010) [17] reveem partes e aplicações direta dos conceitos já desenvolvidos.

Logo, as partes que compõem o elemento de fixação do subgrupo dos parafusos influenciam diretamente no seu comportamento e essa correlação se deve em grande parte ao fator de atrito não afastando demais complicadores. A pré-carga deve manter o elemento de fixação na região elástica e mantê-lo abaixo da região de plástica já que cargas externas posteriores poderão solicitar esforços que danifiquem a união estática e dinâmica da montagem. De qualquer forma não há qualquer publicação voltada tão somente a utilização de ensaios combinados no estudo do comportamento de parafusos.

1.3 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

Na maioria dos casos, o desenvolvimento científico segue a representação matemática, equacionamento, quantificação e soluções a partir de hipóteses, que nem sempre podem ser comprovadas de forma imediata. Quase sempre há uma defasagem tecnológica de máquinas e equipamentos existentes na época do desenvolvimento da teoria físico-matemática o que dificulta as comprovações experimentais.

Porém, com o contínuo desenvolvimento tecnológico e o advento de novas tecnologias são geradas possibilidades e condições propícias para verificar a aplicabilidade e comprovação de modelos matemáticos já existentes.

Nesse estudo em específico há a possibilidade de aplicação simultânea de esforços e/ou sua combinação, cíclicos ou não. É possível ainda atribuir complicadores ao ambiente tornando-o ácido, básico ou salino, nas formas líquidas ou gasosas; em condições extremas de calor ou frio, ampliando a possibilidade de ensaios e estendendo os resultados obtidos num mesmo corpo de prova.

A combinação de esforços vem contribuindo na unificação dos métodos de ensaio mecânico o que torna os ensaios combinados uma ferramenta capaz de verificar e permitir a comparação de resultados com maior precisão. É possível, portanto, validar, reformular conceitos e estabelecer novas diretrizes científicas para o entendimento do funcionamento e comportamento do sólido em análise.

Neste momento, combinar ensaios é uma técnica inovadora por ser capaz de medir e obter com certa precisão de: propriedades mecânicas, dimensionamento do estresse e fadiga num “único” ensaio e equipamento.

As agências normatizadoras utilizam métodos de ensaios com referências quanto a forma, espessura e volume mínimos suficientes dos cpd's para garantir as condições de deformação em ensaios individualizados. O que nesse trabalho se torna um empecilho, pois não é possível unificar o tamanho mínimo de uma amostra recomendada descumprindo os requisitos aplicáveis de um determinado experimento normatizado.

Em não existindo normas para os ensaios combinados, faz-se necessário realizar algumas ponderações: primeiramente apesar dos esforços para a normatização das novas técnicas em desenvolvimento e uso de equipamentos. Segue que os resultados não mantém qualquer vínculo com a tensão convencional e sua semelhança não é relacionável diretamente a aqueles obtidos separadamente. Enfim, mesmo com

resultados confiáveis os valores passam a ser obtidos indiretamente e determinados a partir da interpretação dos resultados combinados e utiliza certa incerteza ou um fator de segurança associado, que leva a medidas intrínsecas. Essas medidas são válidas, desde que, seu uso se faça através de critérios bem definidos com correta interpretação e análise matemática correlata ao caso.

Os meios de produção no capital privado, principalmente aqueles que não desejam que as características de novos materiais desenvolvidos sejam difundidos, vêm utilizando essa técnica. Em verdade a técnica vem responder a pesquisa de investigação do real comportamento e as propriedades de um determinado material alterado pela modificação de sua composição e adição de outros elementos em proporções não usuais. Ou ainda, determinar características construtivas, estruturais, diversificados, misturados e aglomerados desconhecidos ou de difícil representação matemática.

É inexistente notas técnicas orientando o uso dessa tecnologia, mas, percebendo a difusão dos novos ensaios de caracterização dos materiais as entidades normatizadoras buscam homologar ensaios mais “flexíveis”, determinando apenas a técnica e sua aplicação, desprovendo limitações de utilização. Ou seja, futuramente as novas normas serão elaboradas para permitir que as técnicas de ensaio sejam dotadas da possibilidade de obtenção de um mesmo resultado nos diversos tipos de ensaios.

Assim, o ensaio combinado vem sendo testado e aperfeiçoado por vários pesquisadores tornando-as mais atrativas e de fácil aplicação. Hoje, essa modalidade de ensaio vem recebendo seu lugar de notoriedade por se tornar a base de entendimento do comportamento de elementos mecânicos, novos materiais ou componentes em condições de miniaturização.

Logo, ao se realizar a análise de um problema real busca-se colaborar na difusão da técnica e consolidar o conhecimento sobre sua aplicação, permitindo verificar, validar e contribuir para a melhoria das teorias até o momento desenvolvidas; e se necessário for, questionar a aplicação das normas existentes em vigor. Neste trabalho será possível verificar a existência de conflitos e a ambiguidade no entendimento de sua aplicação com a possibilidade de aplicação desse ensaio inovador no estudo dos parafusos que fabricados em larga escala e parte do cotidiano humano motivou esse estudo.

1.4 OBJETIVO DA PESQUISA

O conceito de falha é: “... *qualquer evento que dificulte, impeça ou restrinja uma determinada peça, parte ou produto em realizar, desenvolver ou cumprir o objetivo para o qual foi criado.*” Preocupações com o dimensionamento ou a utilização de normas durante a fase de projeto não traz a certeza da isenção da falha e quando ocorre compromete união de peças, parafusos, a parte ou o conjunto em montagem. Mesmo com o uso das atuais tecnologias, ainda não é possível identificar o real comportamento do elemento de fixação, o exato momento quando a fase de nucleação de uma trinca se inicia e como os esforços são transferidos ao longo da matéria que compõe o sólido.

Atualmente, há um fator complicador para uma determinada montagem em virtude da capacidade de fabricação e confecção de produtos com geometrias construtivas complexas e de formas mais variadas possíveis. Os componentes são criados para se “encaixarem” e ocupar um espaço que pode ser preenchido sem a necessidade de aumentar as dimensões do produto final contribuindo para a taxa de ocupação e reduzindo seu tamanho. A possibilidade de montar um componente adaptado sob medida gera solicitações randômicas, aleatórias e as consequências das tensões distribuídas de outras partes e a ele associadas.

Em nosso caso, não é diferente, o componente analisado sofrerá estaticamente as condições dinâmicas da combinação de esforços e as falhas devem ser evitadas para que a integralização do parafuso não comprometa sua confiabilidade.

Neste contexto e para esse tipo de solicitação de esforços externos as falhas ocorrem em tensões muito inferiores as tensões de escoamento do material. Isso se deve ao fato de que parte da energia disponibilizada é utilizada para a nucleação e formação da trinca enquanto o restante é distribuído ao longo do sólido quando não utilizado na propagação da trinca. Dentre os conceitos a serem abordados para a análise físico-matemática buscaremos num primeiro instante verificar a qualidade dos elementos de fixação mecânica utilizados, as dimensões e exigências da norma utilizada.

Para análise do sólido, a partir do eixo de simetria, buscaremos adequar a necessidade de atender as diferentes normas existentes demonstrando que a fragilidade do parafuso não está correlacionada somente ao material de fixação do componente. Tais condições de ensaio sugerem o desenvolvimento de um dispositivo que deverá ser confeccionado para adaptação dos elementos de fixação no equipamento permitindo

utilizar a capacidade de realizar os ensaios com tensões combinadas num experimento único.

O objetivo de realizar o ensaio combinado com carregamento dinâmico proporcionará a possibilidade de análise e estimar correlações dos fatores de atrito atuantes no elemento de fixação mecânica.

Ao menos duas contribuições da pesquisa são esperadas a primeira é promover o ensaio combinado único em substituição aos ensaios de tração e torção, permitindo que essa técnica se torne mais difundida. Seguidamente apresentar os novos conceitos de influência do fator de atrito e os resultados obtidos.

Vale lembrar que todo o desenvolvimento encontra-se apresentado e relatado na forma de Apêndices quanto a tratativa do problema e aplicação direta dos assuntos aqui abordados.

1.5 CONTEÚDO

No Capítulo 2 DESENVOLVIMENTO FÍSICO-MATEMÁTICO apresentam-se as características dos parafusos. A principal particularidade abordada será a pré-carga, responsável pela boa escolha e aplicação do parafuso.

No Capítulo 3 DISPOSITIVO serão observados os fatores de projeto para confecção de um dispositivo, com dimensões mínimas, que não influencie no comportamento do parafuso. A adaptação visa a não interferência dos resultados e condições de uso que permitam um ensaio compatível com as normas atuais e conceitos que envolvam montagem. Esse capítulo é responsável pela maioria dos Apêndices elencados nesse trabalho.

No Capítulo 4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL será detalhado a forma com que os ensaios foram realizados, versará a aplicação dos conceitos desenvolvidos e a tratativa dos dados coletados, bem como, suas alterações que conduzirão o ensaio combinado a condição de válido.

No Capítulo 5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS serão apresentados os resultados, análise de parâmetros e comparação com os valores descritos na literatura.

Enfim, no Capítulo 6 CONCLUSÕES serão apresentados tão somente às conclusões do capítulo anterior e propostas para trabalhos futuros.

Os Apêndices versarão sobre o parafuso, os conceitos desenvolvidos recentemente (em boa parte já se encontram consolidados), o comportamento dos sólidos e o desenvolvimento de alguns facilitadores matemáticos.

capítulo 2

DESENVOLVIMENTO FÍSICO-MATEMÁTICO

A modelagem matemática para análise do problema foi formulada a partir da conceituação elencada nos Apêndices e Anexos desse trabalho para o estudo do comportamento do elemento de fixação mecânica.

A aplicação direta da Teoria da Elasticidade, por si só, não é capaz de analisar efetivamente as falhas singulares de alguns sólidos na engenharia. A busca pela compreensão desse fenômeno se difere apenas pela forma com que as grandezas envolvidas são representadas fisicamente e tratadas matematicamente. No entanto, durante um ensaio destrutivo preza-se manter válidos conceitos primários e estendê-los as demais disciplinas facilitando sua interpretação no estudo de casos futuros.

Logo, considerou-se o corpo sólido caracterizado uniforme, sem descontinuidades ou a ocorrência de alterações de propriedades do material na sua obtenção, capaz de reagir elasticamente as tensões oriundas de esforços externos, cíclicos ou alternados. E ainda, considerando que quaisquer falhas inerentes ao material que por ventura existam e venham a influenciar os resultados serão provenientes de uma distribuição equitativa e uniforme por toda sua composição e micro-estrutura tornando os problemas por eles ocasionados não pontuais.

2.1 CARACTERÍSTICAS

As características que definem os elementos de fixação mecânica, especificamente o subgrupo dos parafusos, são apresentadas de maneira generalizada, já que os critérios de padronização possuem algumas limitações nos principais códigos normativos.

Neste trabalho foram adotados dois critérios para a definição dessas características gerais, primeiramente buscou-se evitar as simbologias conflitantes utilizada pelas diferentes agências, institutos e órgãos de padronização; através da utilização daquelas referenciadas pelas normas ABNT e correlatas deste país. O segundo critério utilizado foi o de utilizar os valores pré-determinados construtivos do elemento, suas tolerâncias de fabricação e o desempenho mínimo esperado da norma adotada.

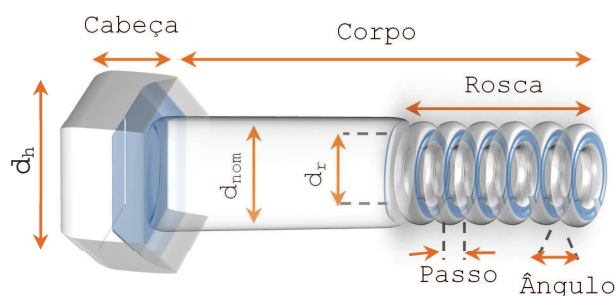
2.1.1 O Parafuso

Atualmente o parafuso pode ser dividido de forma grosseira em apenas duas partes: cabeça e corpo; porém, sua definição na engenharia o considera como sendo: “*um elemento de fixação, passível de reutilização, caracterizado por um eixo de geometria cilíndrica ou cônica, pela qual se desenvolve numa das extremidades uma linha helicoidal contínua (chamada filete ou fio), composto por raiz e crista, com características pré-definidas e na sua totalidade chamada rosca, podendo compreender toda a extensão do eixo de geometria ou parte dele; e na outra extremidade, de uma forma externa ou interna apropriada para a utilização das ferramentas que conduzirão sua aplicação.*”

Geralmente, a extremidade de forma maior que o diâmetro do eixo (cabeça ou cabeçote) permite através de uma ferramenta condizente com tal forma provocar um movimento de rotação para aperto e desaperto, sendo também utilizado como batente (Fig. 1).

A principal função do parafuso é a união de partes e fixação de objetos, com a vantagem entre outros sistemas de ser possível sua reutilização incontáveis vezes. Uma característica singular, **estabelecer uniões e desmontá-las sem empregar métodos destrutivos.**

Pode ser obtido por forjamento, laminação, extrusão e injeção plástica, e ainda, por usinagem direta em tornos e roscadeiras.



Onde: d_{nom} é o diâmetro nominal do parafuso, d_h é o diâmetro da cabeça e d_r é o diâmetro menor da rosca.

Figura 1 – Classificação do parafuso.

Pode ser fabricado em praticamente todos os materiais existentes nas mais diversas formas e resistências²; o que o torna suficientemente versátil, capaz de suportar cargas externas de tração e cisalhamento ou a combinação entre elas.

Os materiais de fabricação podem possuir diversas classificações³ dependendo exclusivamente da maneira pela qual serão aplicados estabelecendo as macro e micro características. Os defeitos ou discontinuidades presentes em todos os materiais interferem nessas características e aparecem em proporções e formas diferenciadas, decorrentes dos processos de fabricação e composição das ligas.

Os defeitos podem ser as provenientes da falha na composição da liga e homogeneização, seguidos de defeitos volumétricos ou geométricos. Durante a fabricação suas características podem ser melhoradas e devem ser observadas ainda na fase de projeto.

A maneira pela qual os materiais são classificados depende de suas propriedades e assim qualquer equacionamento será obtido de uma relação que leve em consideração os fatores que qualificam e quantificam tais propriedades com a capacidade de suportar tensões em diversas condições.

A seleção do material e sua fabricação influenciam o elemento de fixação, porém, somente essas preocupações não são suficientes. Hoje, com a necessidade contínua de redução de dimensões construtivas e a aplicação de novos materiais, os defeitos passaram a ter uma maior importância e a análise do comportamento do material em condições adversas ou inesperadas; o que leva a sua reclassificação quanto ao uso.

² Ver Apêndice A.1.1 Classe de Resistência;

³ Ver Apêndice A.1.2 Identificação;

2.1.2 Ligação Aparafusada

Ligações de duas ou mais partes por meio de parafusos⁴ não possuem a mesma simplicidade de concepção do elemento e seu funcionamento individualizado fazendo com que frequentemente seu comportamento seja subestimado num determinado projeto ou durante uma aplicação. Descrever o estresse e as tensões reais envolvidas durante essa aplicação é uma tarefa complexa influenciada pelos fatores de serviço, de montagem ou de segurança, tornando a análise pouco confiável e, até mesmo, conflitante entre as normas adotadas.

Muitos efeitos foram “desprezados” no momento em que projetistas e engenheiros, por ainda não possuírem o devido entendimento físico-matemático do funcionamento da união, passaram a utilizar fatores de segurança e de serviço com valores elevados. No entanto, deve-se salientar que nem sempre um alto fator de segurança aplicado num projeto foi solução definitiva dos problemas e falhas.

Existem dois conceitos que delimitam o bom uso do parafuso, o primeiro é a seleção do modelo que é de suma importância para que ele seja capaz de desempenhar a função para o qual foi projetado; a escolha do parafuso está influenciada por sua aplicação e no projeto onde ele estará inserido. O segundo é que por si só ele não é capaz de suportar e sustentar todas as cargas envolvidas, para isso deve-se considerar o tipo de união e os esforços aos quais será submetido.

2.1.3 Comportamento Ideal

A operação de apertar consiste em: *“impor um movimento de giro (torque), ao parafuso ou a porca, de forma a causar um deslocamento relativo entre as suas superfícies helicoidais em sentidos opostos mutuamente e assim gerar uma força no componente e na direção do outro subsistema complementar.”* Essa força que surge é axial devido à resistência imposta pelos próprios componentes e sua resultante é chamada de pré-carga.

⁴ São utilizados os termos ligações, junções ou uniões de duas ou mais partes, bem como os termos parafusadas ou aparafusadas;

Existem várias ferramentas e formas de aperto dentre elas podemos citar: torque, ângulo, escoamento, estiramento, calor e variação da pré-carga⁵. Para a maioria das aplicações todo elemento de fixação mecânica do tipo parafuso deverão ser apertados de maneira que seja produzida uma força inicial próxima a carga de prova. Esse esforço produzido pelo aperto é a pré-carga (Eq.1).

Antigos projetos e algumas normas propõem uma metodologia de cálculo de aperto baseada na ideia de que o parafuso não sofre com a carga externa até que a pré-carga seja igual à carga aplicada depois de incluir um fator de segurança, o que não leva em consideração a elongação do parafuso e a compressão das peças em união, ou seja, nesses casos o parafuso é apenas um elemento da estrutura em que está sendo utilizado.

Os autores que sugerem uma tensão igual a carga de prova defendem que elemento nessas condições é parte do conjunto permanente, enquanto a maioria das normas em vigor recomendam uma pré-carga em função da área de tensão do elemento de fixação, no entanto, esta área submetida a tração é interpretada diferentemente por cada norma no pré-carregamento.

Numa visão mais complexa pode-se perceber que há um efeito das cargas dispostas sobre o parafuso, mas é apenas uma parcela do todo, e esse é toda a fundamentação abordada neste trabalho para minimizar as falhas de aperto. As falhas de aperto podem ser por sobrecarga, fratura, espanamento, dispersão, trica e fratura, atrito, lubrificação, reaperto e fadiga⁶.

A força inicial axial ($F_{0,a,n}$) está relacionada diretamente com a área da seção resistente do parafuso, parafusos ou união ($A_{i,n}$), a carga de prova do material ($P_{qp,n}$) que é uma constante que depende do material e do tipo de aplicação estática ou dinâmica, incluindo na relação um fator de segurança (FS_n).

$$F_{0,a,n} = A_{i,n} \cdot P_{qp,n} \cdot FS_n \quad (1)$$

Num determinado projeto ao se determinar que **não deverá** ocorrer a separação da junta, quanto maior for a tensão aplicada ao parafuso (pré-carga) mais elevada será a força agindo entre as partes fazendo com que as peças resistam ao esforço cortante inclusive melhorando sua resistência à fadiga.

⁵ Ver apêndice A.2 Aperto de Parafusos;

⁶ Ver apêndice A.3 Falhas no Aperto;

No entanto, como já mencionado anteriormente há um limite de aplicação da pré-carga de tal maneira que essa deve ser suficientemente alta para manter as partes em compressão e relativamente baixa para não comprometer os elementos de fixação. A perda da compressão do conjunto pode resultar no afrouxamento ou leva-lo ao espanamento. Atualmente os valores de carga de prova são obtidos através de tabelas de classes e grades de parafusos.

Independentemente da maneira pela qual uma união foi estabelecida o melhor resultado esperado é que todos os componentes se comportassem ao final da montagem como um **único elemento rígido**, pois todas as partes deveriam responder de forma única à influência sofrida, isso caracterizaria uma união roscada chamada “ideal”.

Essa união ideal não é uma realidade e a aceitação da falha deveria ser inadmissível se houvesse a possibilidade de obedecer minuciosamente os critérios normativos em vigor, logo, a escolha de um elemento de fixação na fase de projeto deveria consistir na obtenção de uma união rígida e capaz de suportar a ocorrência de forças de ação intermitente, aleatórias, inexpressivas ou eventuais.

A forma representativa da rigidez (R_n) provém da linearidade da Eq. 2 que a supõe constante, obtido pela aplicação da força inicial axial ($F_{0,a,n}$) sem carga externa ($P_n = 0$), medindo ou calculando a deformação (δ_n).

$$R_n = \frac{F_{0,a,n}}{\delta_n} \quad (2)$$

Os componentes da equação fazem com que a dependência e a correlação ocorra estabelecendo a não-linearidade da rigidez podendo esta ser utilizada baseando-se na pré-carga e outra na carga máxima externa ou num valor ainda indefinido.

No entanto, a elongação do parafuso geralmente não pode ser medida durante a montagem, porque o fim da rosca está frequentemente inserida em um furo cego.

Como a elongação do parafuso durante a montagem não pode ser obtido facilmente passa a ser estimado devido ao aperto e determinado através do torque aplicado. O torque é obtido pela Eq. 3 e depende da força aplicada ($F_{i,n}$), o diâmetro do elemento ($d_{i,n}$) e um fator de atrito correspondente ao torque (K_T).

$$T_n = K_T \cdot d_{i,n} \cdot F_{i,n} \quad (3)$$

Se o comprimento do parafuso utilizado na união (L_m) pode ser obtido facilmente, a elongação devido a pré-carga é determinada usando a Eq. 4, logo a porca é simplesmente girada até que o parafuso se alongue por completo garantindo que uma pré-carga estivesse sendo aplicada rigorosamente. O problema envolve quantificar exatamente para quais valores a pré-carga deixa de ser benéfica à união.

$$\delta_n = \frac{F_{0,a,n} \cdot L_m}{A_{i,n} \cdot E_n} \quad (4)$$

Dentre as normas existentes a ASTM é a única que determina uma quantidade mínima de carga de prova (*proof load* ou *proof strenght*) e dispõe que a variação da pré-carga é influenciada por fatores como as características do filete, fricção, forma da rosca, passo, rugosidade, atrito, tolerâncias de fabricação, plasticidade, etc...; no entanto, sem que ocorra um equacionamento correlacionável de todos os fatores.

O que se tem verificado é a necessidade de obtenção de uma ação de força permanente no elemento de fixação, força essa influenciada pela pré-carga⁷, cuja importância durante a existência e utilização da união é tão significativa que em alguns casos há a necessidade de reaperto.

Estudos para carregamentos estáticos encontram-se bem consolidados, onde parafusos devem ser apertados até o início do regime plástico, mesmo sabendo que alguns elementos apresentam torção durante esse processo. No entanto, a torção é analisada apenas na relação de atrito entre a cabeça do parafuso e porca; e uma vez cessado os esforços de torque ocorre a relaxação da maior parte ou completa do componente.

Logo, se o parafuso não falha durante o processo de aperto provavelmente não deverá falhar nos carregamentos estáticos. Mas, para quaisquer tipos de métodos utilizados, haverá sempre uma faixa de pré-carga para as condições de uso em que durante sua aplicação poderá apresentar um comportamento real diferenciado podendo vir a falhar.

⁷ Conhecida também como **força de pró-tensão**;

2.1.4 Dimensões Críticas - Comprimento

O parafuso pode ser fixado como parafuso e porca, parafuso prisioneiro e parafuso com porca prisioneira, gerando dimensões críticas e de análise do elemento. No caso dos ensaios normativos segue a montagem com porca.

O sólido em análise nesse trabalho é representado esquematicamente pela Fig. 2, seguindo as dimensões representadas pela na Fig. 5.

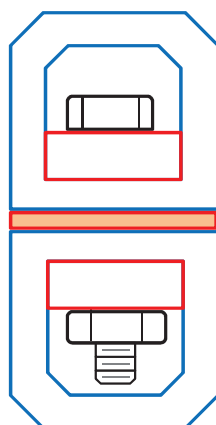


Figura 2 – Representação esquemática do sólido em análise.

Na maioria dos casos essa necessidade de montagem quase sempre vem da forma de distribuição de esforços e/ou alteração na transmissão da carga externa aplicada. O conjunto de Eqs. 5 delimitam os valores de comprimento que também são identificadas e consideradas no parafuso conforme as Fig. 3.

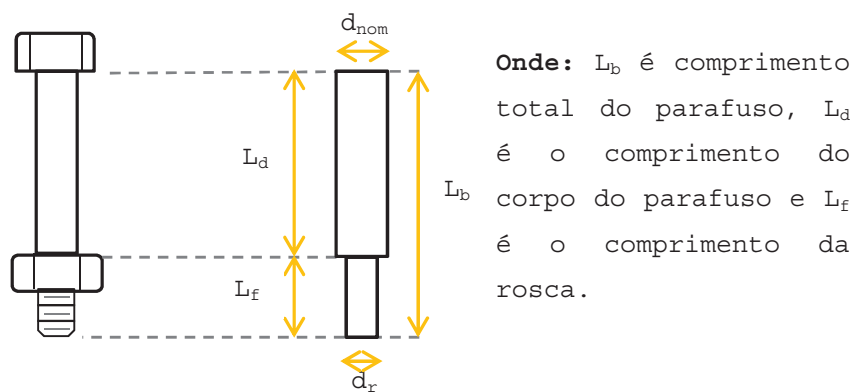


Figura 3 - Dimensões de comprimento do parafuso e da rosca.

$$L_f = \begin{cases} 2 \cdot d_{nom} + 6 & \text{para } L_b \leq 125 \text{ e } d_{nom} \leq 48 \\ 2 \cdot d_{nom} + 12 & \text{para } 125 < L_b \leq 200 \\ 2 \cdot d_{nom} + 2 & \text{para } L_b > 200 \end{cases} \quad (6)$$

A correlação das partes da união envolvidas na montagem influenciam diretamente o parafuso como elemento e sua resposta à pré-carga. As relações dessa influência são apresentadas pela Fig. 7.

As dimensões da união representadas na Fig. 7 é o caso mais utilizado em montagens são: os comprimentos das partes em junção (L_t), das arruelas (L_n), da porca (L_w), da cabeça (L_h), da parte útil do parafuso (L_u), da parte intermediária quando em travamento (L_c) e do efetivo quando da utilização de arruelas (L_t).

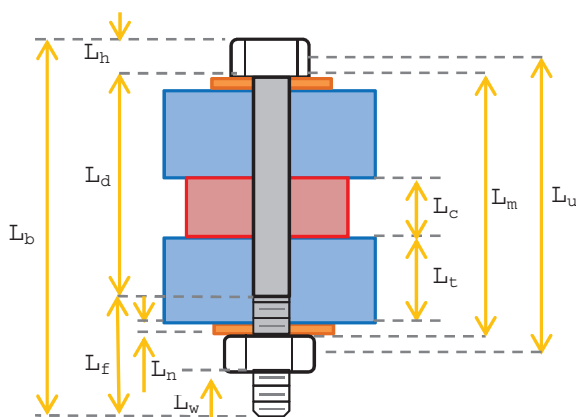


Figura 4 - Representação dos comprimentos.

O uso de porcas nos fornecerá o avanço (L_A), que não está representado, porém é a distância percorrida pela porca no avanço ao longo da rosca. Para rosca simples métricas essa informação é igual ao passo (p).

Além da influência do comprimento a disposição das partes em união sofrerá os efeitos do comprimento ou diminuição do parafuso (Fig. 5), onde a distribuição da pré-carga de compressão na união é aumentada ou reduzida significativamente.

Ocorre casos em que há a necessidade de utilização de arruelas sob a cabeça ou a porca poderá ser necessária em projetos complexos em que as forças envolvidas solicitem o máximo desempenho dos parafusos. Neste caso, as arruelas podem ser fabricadas contendo um rebaixe para acomodar a cabeça e a haste onde se encontra o filete de rosca atenuando o raio de concordância.

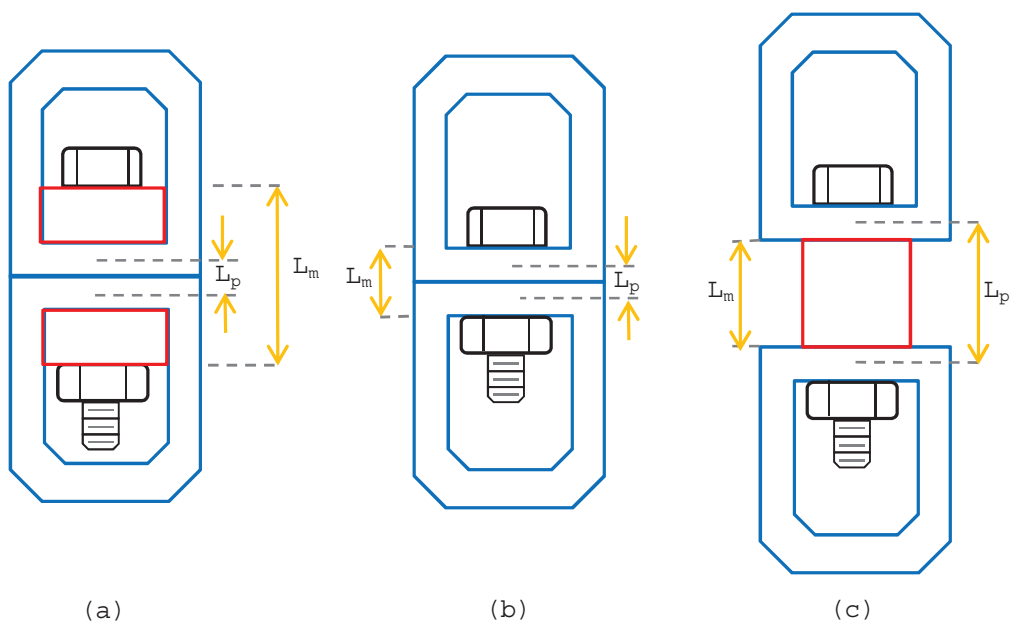


Figura 5 - Representação da correlação de comprimento entre as partes intermediárias.

$$\frac{L_m}{L_p} < 0,5 \quad (7a)$$

$$\frac{L_m}{L_p} = 0,5 \quad (7b)$$

$$\frac{L_m}{L_p} > 0,5 \quad (7c)$$

A distribuição das tensões fornecidas pela pré-carga sob os elementos em união pode ser verificado pela representação entre as normas ASME indicada no item (a) e DIN indicada no item (b) da figura 6⁸.

O uso da arruela coloca órgãos normatizadores em lados opostos quanto sua influência no comportamento da união e do próprio elemento de fixação. As normas limitam o comprimento máximo das partes em união correlacionando com o diâmetro do parafuso utilizado independentemente do número de partes. Estudos recentes atribuem a distribuição dos esforços conforme a Fig. 7 norma DIN modificada em referência a Fig. 6.

⁸ As normas limitam o diâmetro nominal do parafuso em função da cabeça exceto modelos sem cabeça;

Como as normas não convergem para um valor de distância segura do último fio pode-se afirmar que sem a necessidade de reaperto essa distância deverá ser de pelo menos duas vezes o passo da rosca (p) e para casos de reaperto esse valor é de pelo menos quatro vezes o passo da rosca (p).

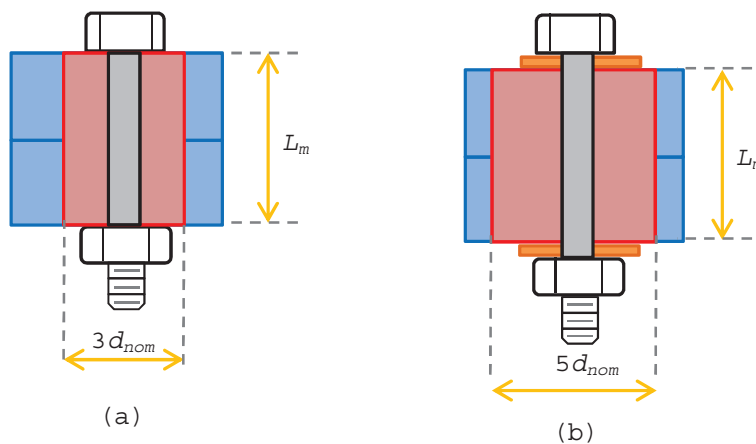


Figura 6 - Representação da distribuição de tensões nas partes conforme norma (a) DIN e (b) ASME (por *NORTON, R.L. Machine Design*).

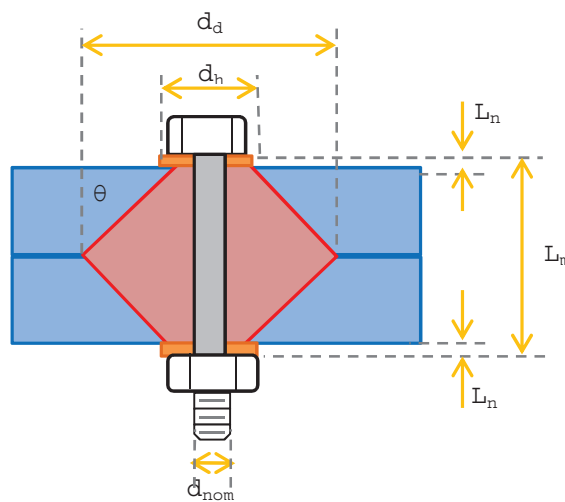


Figura 7 - Representação da distribuição de tensões nas partes.

Outra função atribuída as arruelas, imprescindível quando o elemento de fixação possui rosca total, é *garantir a concentricidade e de que os fios próximos à cabeça no final da rosca não gerem uma excentricidade durante o aperto* ao serem posicionados no interior de uma das partes. Em furos cegos o cuidado é de que o parafuso não entre em contato com o fundo do furo ou gere interferência com roscas incompletas.

$$L_m - L_d \geq 2 \cdot p \quad (8a)$$

$$L_f - (L_n + L_w) \geq 2 \cdot p \quad (8b)$$

$$L_m \leq 3 \cdot d_{nom} \quad (\text{DIN}) \quad (8c)$$

$$L_m \leq 5 \cdot d_{nom} \quad (\text{ASME}) \quad (8d)$$

2.1.5 Dimensões Críticas - Rosca

Atualmente dois sistemas são os mais empregados: o inglês ou *whitworth*, que é o mais antigo, pois foi adotado pela "Institution of Civil Engineers" em 1841, cujo filete tem o perfil de um triângulo isóscele com os ângulos arredondados e o ângulo do vértice com 55°; e o métrico do SI, de base métrica, adotado pelo Congresso Internacional de Zurique em 1898, em que o filete tem também o perfil de um triângulo com um ângulo ao vértice de 60°; o sistema *sellers* ou americano, em que o filete tem a mesma forma do SI, mas de dimensões em polegadas, como também é o sistema inglês.

Outros sistemas são ainda empregados: quadrada, trapezoidal, cônica, de suporte ou engrenamento com a principal função a transmissão de forças.

Caracteriza-se o parafuso para fins de análise segundo a Figs. 8 e 9, e ainda, conforme normatização ISO/DIN para roscas métricas com ângulo de rosca ou de flancos fixada em 60° com raiz arredondada.

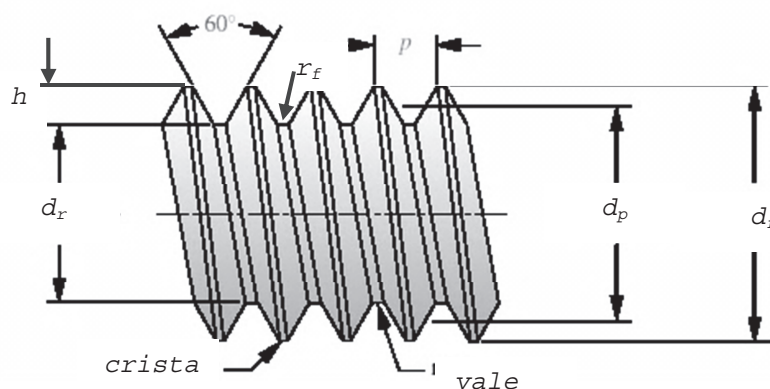


Figura 8 - Dimensões genéricas da rosca métrica.

A altura do fio (H) medido entre o pico mais alto e o vale mais profundo, (r_f) é o raio de adoçamento do filete e (p) o passo da rosca. Algumas terminologias de rosca tais como o passo que é a distância entre dois pontos correspondentes de filetes adjacentes, medida paralelamente ao eixo central, ou o diâmetro médio (d_p) é a média aritmética do diâmetro maior (d_f) e o diâmetro menor (d_r) o qual fornecerá a área efetiva ($A_{p,b}$) correspondente de resistência à tração do parafuso equivalente a um cpd liso e polido com diâmetro igual ao diâmetro médio (d_p). O diâmetro da cabeça é duas vezes o diâmetro nominal.

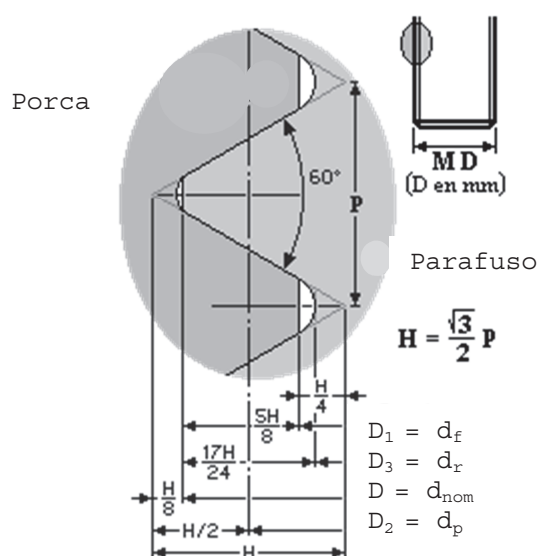


Figura 9 – Dimensões normalizadas da rosca métrica.

A cada 360° de rotação a porca avança a distância de um passo (p) o comprimento da inclinação está relacionado com a tangente do ângulo θ . O ângulo θ é chamado de “ângulo de passo das roscas” e representado na Eq. 9 obtém-se outras relações importantes das forças atuantes no filete de rosca.

$$\tan \theta = \frac{p}{\pi \cdot d_p} \quad (9)$$

A helicóide formada pelo passo da rosca também é motivo de divergência quando algumas normas consideram o diâmetro nominal e não primitivo.

Conseqüentemente, as áreas envolvidas nos cálculos também terão resultados diferenciados já que podem se referir a diâmetros diferentes durante a análise matemática. Para as roscas métricas as tensões se desenvolvem num diâmetro

equivalente à média dos diâmetros menor da rosca (d_r) e o diâmetro maior da rosca (d_p) menos 1/6 da altura fundamental do triângulo.

$$A_{t,b} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (10)$$

As Eqs. 11 representam para o sistema métrico as seguintes relações:

$$d_r = d_{nom} - \frac{17\sqrt{3}}{24} \cdot p \quad (11a)$$

$$d_p = d_{nom} - \frac{3\sqrt{3}}{8} \cdot p \quad (11b)$$

Substituindo as Eqs. 11 em 10, temos a área do parafuso sob análise:

$$A_{t,b} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(d_{nom} - \frac{13\sqrt{3} \cdot p}{24} \right)^2 \quad (12)$$

Veremos no decorrer deste trabalho que os diâmetros envolvidos e suas áreas são as principais influências no comportamento do elemento mecânico.

2.2 ESFORÇOS ENVOLVIDOS

2.2.1 Aperto

O parafuso é apertado para produzir uma força inicial de tração ($F_{0,t}$), após a qual são aplicadas a carga externa de tração (F_A) e de cisalhamento (F_Q). *Espera-se da pré-carga um fornecimento de energia na forma de forças de compressão para que haja o aumento da resistência da força de atrito atuando sobre as peças unidas.*

A pré-carga mantém, portanto os componentes a serem unidos sobre compressão, enquanto que a carga externa é transmitida ao parafuso como tração evitando a sobrecarga. A pré-carga influencia diretamente o método de aperto que por sua vez volta a influenciar na forma do parafuso e no grau de dispersão da pré-carga, para isso devemos controlar algumas variáveis durante a utilização desses elementos de fixação.

O aperto pode ser dividido em um processo com quatro zonas distintas, sendo elas o início do processo, o alinhamento das partes, elástica e plástica Fig.10.

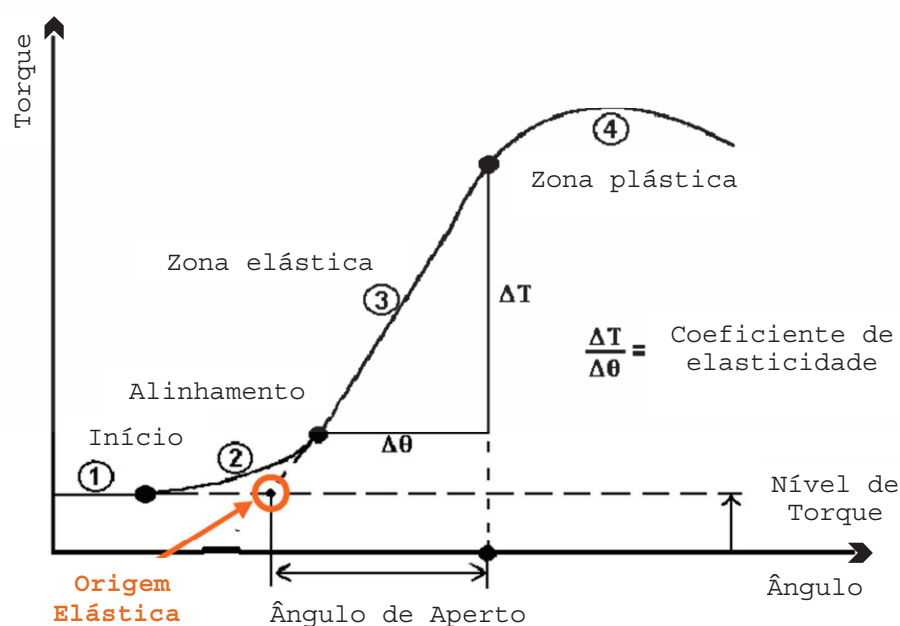


Figura 10 – Representação gráfica de identificação das zonas de aperto do Torque vs. Ângulo.

No entanto, nem toda a força colocada à disposição do elemento de fixação fará parte da pré-carga. O primeiro passo é a locação, onde devemos encontrar na curva ao menos dois pontos que formam a porção mais linear da relação torque e ângulo. O

próximo passo é estender a reta até o ponto onde o nível de torque seja zero, essa projeção da reta deve interceptar o eixo das ordenadas. Neste passo determinamos a localização da origem elástica do elemento e finalmente, podemos medir o ângulo da origem elástica para o final do valor de torque aplicado.

$$\delta_b = \frac{\alpha \cdot p}{360^\circ} \quad (13)$$

2.2.2 Pré-carga

As pré-cargas nominais devem ser evitadas como parte de um determinado projeto tendo em vista que podem ser influenciadas por condições atípicas ou inesperadas, logo, os cálculos devem ser estabelecidos nas condições de máximo e mínimo que responderão ao final por obter facilmente o potencial de relaxamento, a possível deformação e os efeitos inesperados.

A pré-carga máxima no elemento estará relacionada com a pré-carga inicial e suas variações estimadas⁹, de maneira genérica de obtenção da pré-carga máxima inicial é calculada com a existência da fadiga no elemento e na união. Formulam-se tolerâncias dependentes do parâmetro analisado e os valores nominais podem ser considerados como sendo os valores médios.

2.2.3 Tensões

As tensões envolvidas no parafuso podem ser: Força Axial (F_A), Força Transversal ou Cortante (F_Q), Momento referente ao Torque (M_T) e um Momento referente ao Dobramento (M_B) conforme mostrado na Fig. 11.

Alguns dos esforços podem se tornar mais perceptíveis após o carregamento externo e no parafuso a falha ocorrerá junto a rosca devido ao menor diâmetro sob tensão. Neste caso a tensão de tração na rosca do parafuso é representada pela Eq. 15.

Já a torção dependerá da relação entre parafuso e porca, nessa relação há a necessidade de verificar se o conjunto estará totalmente unido e se satisfaz uma

⁹ A perda da pré-carga máxima é conhecida também como *creep*;

determinada rigidez representativa; sendo o atrito o principal responsável por favorecer e manter a união. O atrito estará diretamente correlacionado a pré-carga, que porventura venha a ser insuficiente em manter a rigidez necessária a união promoverá aos esforços externos praticados infringirem na ação de momentos resultantes, restando a sua representação como consequência da Eq. 16.

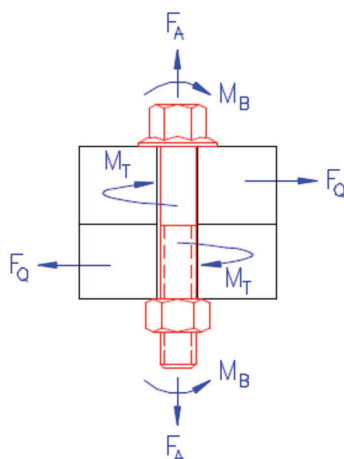


Figura 11 - Tensões envolvidas no parafuso e união.

Quanto maiores os esforços sobre o parafuso maior a redução do atrito sobre a cabeça e porca em contato com as partes da união, permitindo uma fricção entre partes e aumentando a combinação de esforços a partir da relação de cisalhamento excêntrico sobre o elemento, conforme correlação da Tab.1.

Lembrando que para a análise plástica¹⁰ a tensão crítica é τ_{\max} e para a fratura é σ_{\max} . Nos ensaios de torção é válido a relação $\tau_{\max} = \sigma_{\max}$, enquanto para os ensaios de tração $\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sigma_{\max}$. A melhor relação entre os dois ensaios pode ser descrita como sendo: $\tau_{\max} = \sigma_{45^\circ}$ e obtém-se $\tau_{\max} = F/2 \cdot \cos\phi \cdot A_0$.

$$\sigma_t = \frac{F_A}{A_t} \quad (15)$$

$$\tau = \frac{T_r}{J} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_r^3} \quad (16)$$

¹⁰ Ver Apêndice B.1.1 Equações no Domínio Plástico;

Tabela 1 – Relação entre ensaios de tração e torção.

Ensaio de Tração	Ensaio de Torção
$\sigma_1 = \sigma_{m\acute{a}x}$	$\sigma_1 = -\sigma_3$
$\sigma_2 = \sigma_3 = 0$	$\sigma_2 = 0$
$\tau_{max} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}$	$\tau_{max} = \sigma_1 = \sigma_{m\acute{a}x}$
$\varepsilon_{m\acute{a}x} = \varepsilon_1$	$\varepsilon_{m\acute{a}x} = \varepsilon_1 = -\varepsilon_3$
$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{-\varepsilon_1}{2}$	$\varepsilon_2 = 0$
$\gamma_{max} = \frac{3\varepsilon_1}{2}$	$\gamma_{max} = \varepsilon_1 - \varepsilon_3 = 2\varepsilon_1$
$\bar{\sigma} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2}$	
$\bar{\varepsilon} = \frac{\sqrt{2}}{3} [(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2]^{1/2}$	
$\bar{\sigma} = \sigma_1$	$\bar{\sigma} = \sqrt{3}\sigma_1$
$\bar{\varepsilon} = \sigma_1$	$\bar{\varepsilon} = \frac{2\sqrt{3}}{3}\varepsilon_1 = \frac{\sqrt{3}}{3}\gamma$

2.2.4 Dispersão do Aperto

A dispersão do aperto se dá pela absorção do torque aplicado no parafuso. Essa absorção pode ocorrer de três maneiras diferentes e a absorção dessa força é respectivamente: pelo atrito de contato das partes do elemento (cabeça e porca quando for o caso) aproximadamente 50%, pela fricção e atrito entre os filetes de rosca (porca quando for o caso) aproximadamente 40% e sob a forma da de tensão aproximadamente 10% (Fig. 12); essa última é a responsável pela pré-carga do elemento de fixação.

Independentemente do montante do torque parcelas da força aplicada são dispersas nos três casos podemos representar esquematicamente onde essa energia é de fixação é alocada e dispendida conforme representação gráfica da Fig. 13.

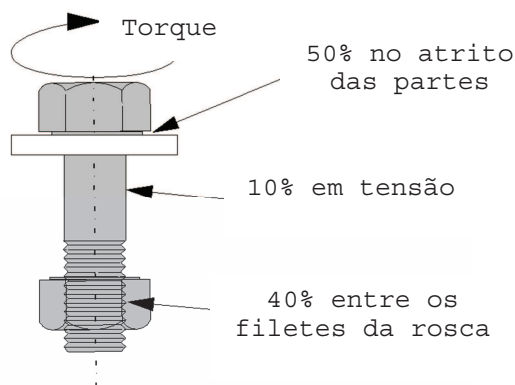


Figura 11 - Perda de carga no parafuso.

Normalmente a falha na análise da dispersão do torque nos parafusos está relacionado a origem elástica em que o elemento inicia a compressão das partes a serem unidas. Esse valor é influenciado pela pré-carga residual quando o parafuso após a aplicação de um determinado torque é liberado. As normas em vigor sugerem uma análise da curva representada na Fig. 10, que deverá ser seguir a orientação de quatro passos para obter a força no elemento de fixação.

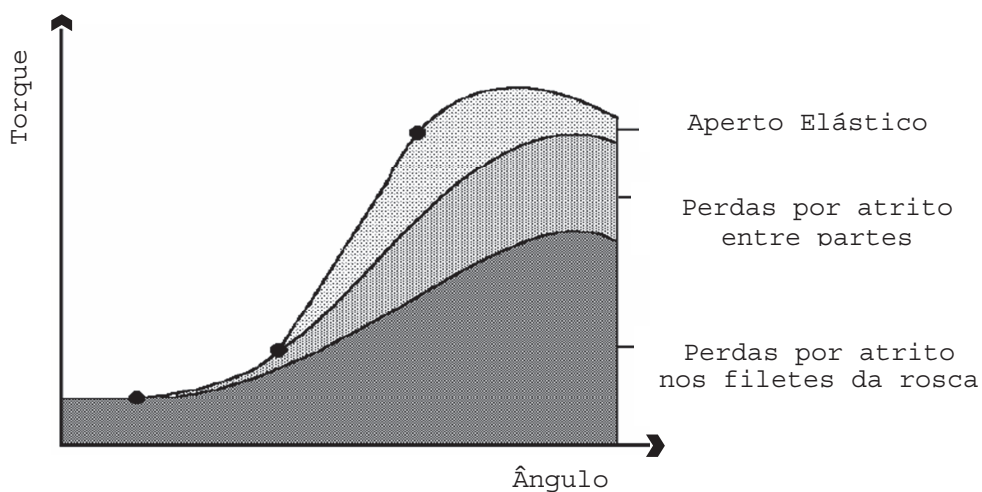


Figura 12 - Identificação da energia alocada no parafuso através de representação gráfica do Torque vs. Ângulo.

capítulo 3

DESENVOLVIMENTO DO DISPOSITIVO

Neste capítulo será exposto a concepção, desenvolvimento e fabricação dos dispositivos para o ensaio, indispensável para o acoplamento dos elementos de fixação sob análise no equipamento e fator determinante primordial para a obtenção dos melhores resultados e em havendo a possibilidade de realizar esforços conjugados no elemento. Será demonstrado o funcionamento do dispositivo de ensaios e dos componentes além de expor o seu funcionamento.

Devido a apresentação de todo aparato que foi confeccionado ao longo desse trabalho esse capítulo ainda será responsável pela maior parte do Apêndice C aqui elencado.

3.1 ANÁLISE DIMENSIONAL

Nesta seção será abordado a análise dos sistemas de fixação rosqueados e os requisitos que influenciam na sua aplicação. Os principais estão relacionados aos projetos que podem vir a colocar a vida humana em risco ou aqueles em que a falha comprometa a estrutura em que se encontra.

3.1.1 Projetos Segundo as Normas

As normas atuais sugerem, de maneira geral, para os projetos de uniões aparafusadas ou quanto ao uso do parafuso o escopo abaixo:

- (i) detectar as forças envolvidas;
- (ii) cálculo da pré-carga aplicada;
- (iii) escolha correta do material;
- (iv) instalação adequada de acordo com as especificações;
- (v) verificações periódicas.

Em geral, para uma união rígida e com parafusos pré-carregados devem atender aos seguintes critérios: a junta deve ter resistência e o parafuso vida em fadiga adequada. As pré-cargas máximas e mínimas devem ser determinadas utilizando os seguintes procedimentos: 1) O valor típico de pré-carga da incerteza ou o teste de aplicação específica, 2) os efeitos térmicos positivos e negativos, e 3) a perda de pré-carga esperada.

A norma brasileira prescreve a verificação dos elementos de fixação intermediários de aço em conformidade com outra norma brasileira NBR 8800/86 – Projeto e Execução de Estruturas de Aço de Edifícios (Método dos Estados Limites) – Procedimento apenas para estruturas. Onde, recomenda a utilização de parafusos com pelo menos 10mm de diâmetro e resistência característica de escoamento de pelo menos 235Mpa e as características do aço dos parafusos também são mencionados.

Já o valor de resistência de escoamento mínimo recomendado para parafusos comuns, classe 4.6, deve estar de acordo com o código ISO 898-1/96. Além dessa classe há a classificação dos parafusos de alta resistência, ASTM A 325 e A 490, com tensões nominais de escoamento e resistência a tração de pelo menos 635MPa-825MPa e

895MPa-1035MPa, respectivamente. A norma não faz referência ao método de determinação da resistência de escoamento dos parafusos apenas as citadas.

ASTM impõe como normatização uma tensão de escoamento deve ser determinada a partir do ensaio de tração do parafuso ou de um cpd usinado, registrando o valor de tensão para a qual há um acréscimo de deformação não acompanhado de um aumento de força aplicada. Já o código normativo Eurocode 5 (1993) não traz qualquer limitação para o diâmetro mínimo.

3.1.2 Fatores

Existem muitas forças envolvidas em máquinas, equipamentos e estruturas móveis colocadas a serviço do homem e quase sempre elas podem superar a aquelas pré-estabelecidas ou as condições esperadas. Para minimizar falhas há a necessidade de utilização de fatores de segurança em conformidade com a norma aplicada, seguido da de um fator complementar de montagem para tolerâncias e ajustes durante o projeto e estudos de utilização do parafuso.

Vale lembrar que **nenhum fator de segurança é aplicável à pré-carga** de um determinado elemento ou suas alterações durante a montagem; logo todos os carregamentos considerados no projeto devem obter uma condição rígida nas condições previstas e o elemento deverá ser capaz de suportar a pré-cargas e os esforços externos sem sua ruptura (Eq.17).

$$P_{u,n} = F_{u,n} \cdot F_{S_{a,m}} \cdot P_{lim,n} \quad (17)$$

Ou seja, a carga final em projeto ($P_{u,n}$) é um valor que estará relacionado com a força final estabelecida ($F_{u,n}$), um fator de segurança devido ao ajuste da união ($F_{S_{a,m}}$) num limite de utilização ou de aplicação da carga ($P_{lim,n}$). A separação de juntas mecânicas aparafusadas deve suportar a carga separação projeto utilizando um fator de separação mínima de segurança, ($F_{S_{sep}}$), como representado na Fig. 14.

Os fatores de separação da junta e o de segurança devem ser multiplicados por um fator de ajuste, a maneira mais eficaz é poder estabelecer tais fatores independentemente da pré-carga, ou seja, cada sistema roscado deveria ser capaz de suportar as variações dos esforços aos quais estará submetida.

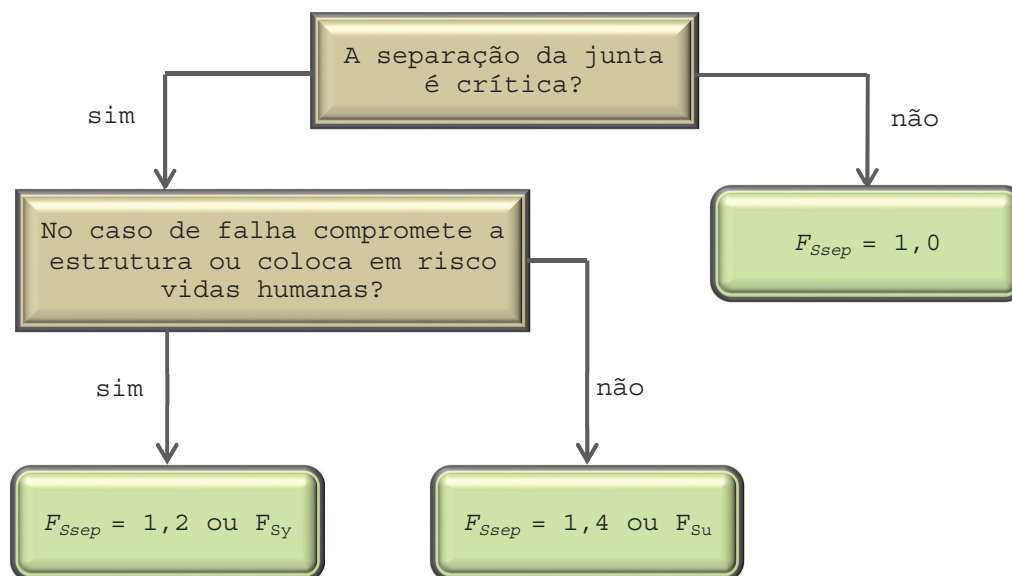


Figura 13 – Fator de separação da união.

No entanto, nosso caso a carga aplicada será conhecida durante o experimento e para determinar como melhorar a distribuição das cargas na rosca no âmbito de aplicação deste trabalho.

O fator de segurança permite prever com quais quantidades de carga aplicada ou para quais valores a carga pode alcançar ($P_{u,n}$) antes dos critérios de projeto não serem mais satisfeitos. Neste caso, o ensaio é destrutivo e o fator de segurança limite, o fator de segurança suplementar devido as incertezas de projeto (F_{Sn}) correlacionada a carga limite do elemento ($P_{lim,n}$), bem como os demais fatores de segurança aqui aplicados serão iguais a 1,0. No entanto, deve-se lembrar de que os fatores de segurança devem ser superiores a 1,0.

3.1.3 União

Uma união requer uma força de atrito entre as partes capaz de resistir ao cisalhamento, no entanto, a rosca dos parafusos responde como seções sobre rolamento formando tensões reversas, de flutuação ou de deslizamento indesejável. A única forma conhecida de manter a união isenta desse fenômeno é a possibilidade de manter um alto atrito entre as partes.

No caso de uniões de cisalhamento carregados em que os membros se deslizam será transmitido aos componentes da união cargas de cisalhamento aos parafusos do conjunto. O pré-carregamento deve ser suficiente para manter os componentes de união em contato e sem deslizamento adicional durante o ciclo de tensão. Portanto, os filetes da rosca são submetidas tanto à tração e ao corte simultaneamente.

Em articulações em que não ocorre o deslizamento as cargas de cisalhamento são transmitidas no limite das forças de atrito envolvidas, portanto, a pré-carga tem de ser grande o suficiente para que as forças de atrito resultantes sejam maiores do que a força de corte aplicada. Porém, cargas de cisalhamento também são produzidas pela pré-carga essa tensão de cisalhamento induzida no parafuso durante sua aplicação deve ser considerada em projeto. Juntas com cargas axiais e tangenciais combinadas devem ser analisados para assegurar que os parafusos não falharão.

A união em ensaio possui duas representações sendo a primeira idêntica ao apresentado na Fig. 5(b) e mantendo a relação equivalente. A segunda representação é uma formatação diferenciada das apresentadas nas Figs. 5(a) e 5(c) até então consolidadas. O sólido em análise utiliza a combinação tornando a aplicação das Eqs. 7 incompatíveis para a análise do problema. A distribuição de tensões (Fig. 7) conforme norma DIN melhorada para um ângulo definido ($\alpha = 60^\circ$) da rosca métrica utilizada. Para o primeiro caso o comprimento efetivo do cone de pressão exercido será uma zona de compressão dos membros e os diâmetros do cone serão dados por:

$$L_a = L_t + \frac{L_t}{2} \quad \text{para } L_t \leq d_{nom} \quad (17a)$$

$$L_a = L_t + \frac{d_{nom}}{2} \quad \text{para } L_t \geq d_{nom} \quad (17b)$$

3.1.4 Rigidez

A rigidez do parafuso e união podem ser representados conforme a Fig. 15 e pela Eq. 2. O parafuso se distende primeiramente elasticamente durante a aplicação da pré-carga, representado pela Fig. 16, promovendo um alongamento e sua deformação (Eq. 18a). Como consequência submete as peças unidas primeiramente a compressão, no

momento em que outra carga externa age sobre o parafuso a compressão diminui e a deformação resultante passa a ser representado pela Eq.19.

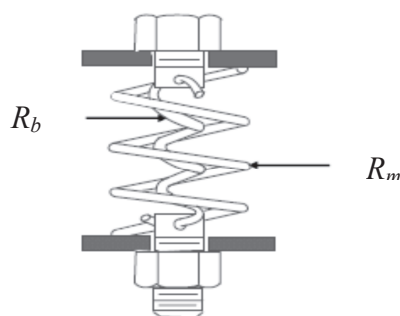


Figura 14 - Representação da rigidez do parafuso em união.

$$\delta_b = \frac{F_{0,b}}{R_b} \quad (18a)$$

$$\delta_m = \frac{F_{0,m}}{R_m} \quad (18b)$$

Onde, $F_{0,b}$ é a porção da carga externa no parafuso e R_b a rigidez do parafuso e $F_{0,m}$ é a porção da carga externa suportada pelas peças em união e R_m a rigidez das peças.

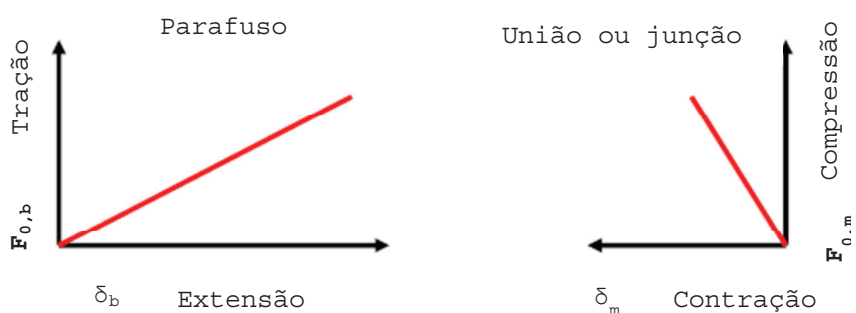


Figura 15 - Representação do comportamento do parafuso e da união durante a pré-carga.

Levando em consideração de que as peças não deverão se separar, o aumento total na deformação do parafuso deverá ser igual a deformação das peças, e por consequência tem-se:

$$\frac{F_{0,b}}{R_b} = \frac{F_{0,m}}{R_m} \quad (19)$$

Logo, a representação da pré-carga pode ser definida como sendo a *força inicial necessária* (F_0) para que as deformações durante a montagem se concretizem dentro do limite elástico do parafuso, Fig. 17.

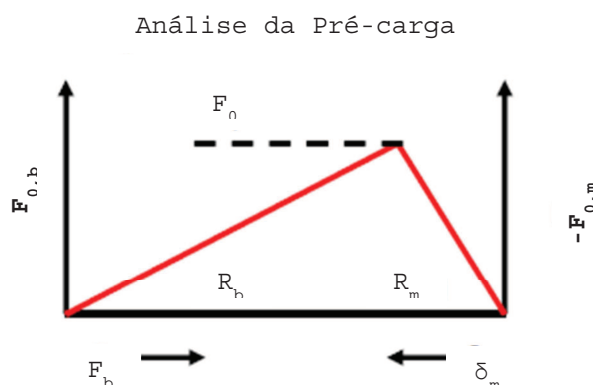


Figura 16 - Representação gráfica da pré-carga inicial do parafuso na montagem.

Vários fatores de auxílio a análise matemática foram criados para facilitar o entendimento da relação parafuso/união (Eqs.20). O primeiro deles é o fator de rigidez ($F_{R,n}$), o fator associativo ($F_{R,a}$) e o fator distributivo ($F_{R,d}$).

$$F_{R,m} = \frac{R_b}{R_b + R_m} \quad (20a)$$

$$F_{R,b} = \frac{R_m}{R_m + R_b} \quad (20b)$$

$$F_{R,a} = \frac{R_b \cdot R_m}{R_b + R_m} \quad (20c)$$

$$F_{R,d} = \frac{R_b + R_m}{R_b \cdot R_m} \quad (20d)$$

A rigidez esperada nos membros será fornecida pela Eqs. 20 podem ser substituídas por outra relação direta e obtida pela associação das Eqs. 2, 4 e 15 reescreve-se a relação de rigidez como sendo:

$$R_m = \frac{8 \cdot \pi \cdot d_b^2 \cdot E}{L} \quad (21)$$

Como R_b normalmente é muito pequeno comparado a R_m podemos estudar seus efeitos solucionando literalmente a equação acima aplicada as Eqs. 20.

$$F_{R,m} = \frac{\frac{8 \cdot \pi \cdot d_b^2 \cdot E}{L}}{\frac{8 \cdot \pi \cdot d_b^2 \cdot E}{L} + \frac{8 \cdot \pi \cdot d_b^2 \cdot E}{L}} = \frac{1}{9} = 0,11 \quad (22)$$

Logo, o coeficiente de rigidez para duas partes em união de aço deverá ser da ordem de 0,11 enquanto para o alumínio essa relação passa a ser 0,25.

3.1.5 Critérios Dimensionais e Não Dimensionais

As tensões críticas na rosca dos parafusos podem variar sua análise segundo as normas aplicadas e podem ocorrer nos seguintes pontos: na rosca externa ao parafuso, na menor área submetida ao esforço cortante na rosca externa influenciado pelo menor diâmetro e na área da rosca interna seja da porca ou orifício que depende do diâmetro maior da rosca externa e é responsável pelo espanamento. Assim, as áreas resistentes serão analisadas segundo os esforços aplicados e a **área efetiva** resistente ao esforço apresentado. Em ambos os casos haverá sempre dimensões máximas e mínimas provenientes das áreas consideradas.

O critério dimensional permitirá obter a resistência do parafuso, o comprimento da rosca para a tensão máxima e os critérios não dimensionais. Neste caso, devem ser calculadas a partir de equações teóricas ou empíricas. As normas atuais sugerem a utilização de fatores de fadiga. A Eq. 23 referenciada pela ISO e SAE preveem um incremento devido a elevada tensão média e as concentrações de tensão no fundo dos filetes e o fator de redução de resistência à fadiga (F_{fad}) incluindo os efeitos de entalhe pelo fator de sensibilidade ao entalhe em função do raio do filete ($F_{entalhe}$), a variação de área do elemento (d_r) e um fator de concentração de tensão ($F_{R,b}$) tornando a sensibilidade ao entalhe do primeiro filete fornecido pela expressão abaixo:

$$F_{fad} = \left(\frac{d_{nom}}{d_r}\right)^2 \cdot [1 + F_{entalhe} \cdot (F_{R,b} - 1)] \quad (23)$$

Uma observação importante quanto a amplitude do estresse dinâmico busca-se uma vida-útil de utilização *infinita* ou em projetos e o estresse é considerado seguro evitando-se um limite de resistência alto e apenas um fator de segurança. No entanto, componentes rotativos os componentes devem sustentar no mínimo ciclos da ordem de 10^6 durante a vida útil e, portanto, devem ser projetados para vida de fadiga *infinita*.

Combinada com a análise das tensões máximas e mínimas, as expressões para o parafuso e união são:

$$\sigma_b = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) = \frac{F_{R,b} \cdot P}{2 \cdot A_{t,b}} \quad (24a)$$

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}) = \frac{F_{R,b} \cdot P}{2 \cdot A_{t,b}} + \frac{F_{0,b}}{A_{t,b}} \quad (24b)$$

Podemos utilizar as correlações de tensão de *Tresca* e *Von Mises*¹¹ para a melhor representação da distribuição da tensão. O procedimento de cálculo e obtenção da pré-carga envolve a tensão do parafuso e torque do parafuso, deve-se utilizar a tensão de tração combinada (*Von Mises*) conforme Eqs. 25 e da tensão máxima de cisalhamento determinada pelo círculo de *Mohr* que podem ser resumidas nas seguintes equações:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_s^2} \quad (25a)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_t}{2}\right)^2 + \tau_s^2} \quad (25b)$$

A pré-carga máxima parafuso deve ser limitado pela tensão axial permissível das áreas de tensão parafuso e cisalhamento rosca do parafuso. Se o parafuso é submetido tanto à tração e carregamento de cisalhamento simultaneamente, a Eq. 24 deve ser válida para o máximo de carga axial do parafuso.

¹¹ Ver Apêndice B.1.1 Equações no Domínio Plástico.

3.1.6 Riscos Roscáveis

As normas mencionadas estabelecem algumas condições antes do início de um projeto e relacionam cuidados dimensionais, estruturais e de análise, afim de, minimizar os riscos de falhas na utilização de parafusos, mas, não informam como fazê-lo.

O controle de falhas é necessário em aplicações que envolvam risco à vida humana e a maioria das falhas é oriunda principalmente da característica da rosca, parte inerente do elemento que forma uma composição de entalhes sucessivos ao longo do corpo estabelecendo uma condição única de concentradores de tensões multiplicadores da irregularidade de distribuição uniforme dos esforços.

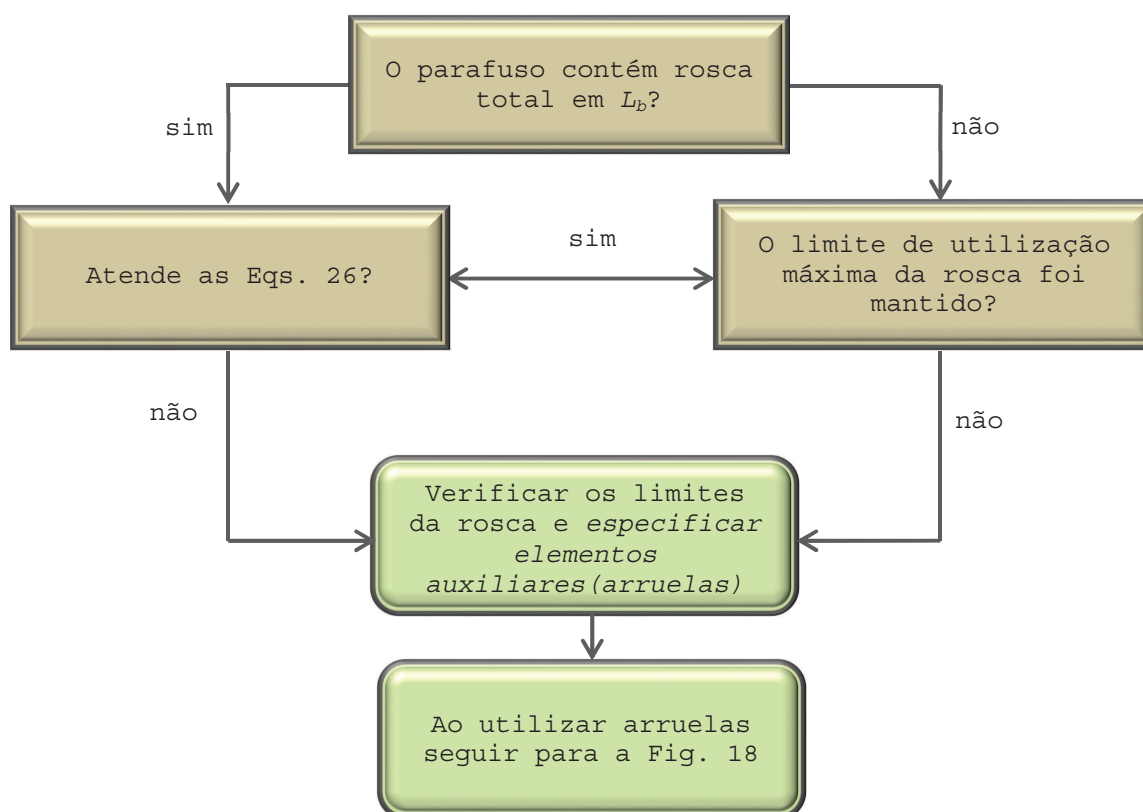


Figura 17 – Fatores dimensionais que influenciam o projeto.

Além desse comportamento o último filete da rosca é normalmente incompleto e onde ocorre a transição para o corpo do parafuso em seu diâmetro nominal sem rosca. Esse fio é gerador de excentricidade quando utilizado fazendo com que haja uma interferência no comportamento regular do elemento e prejudicando de maneira considerável a pré-carga fazendo com que ela não seja alcançada.

A Fig. 17 demonstra os cuidados estruturais de utilização da rosca, algumas normas não estabelecem um limite mínimo de utilização e aquelas que o estabelecem não possuem um consenso.

Uma forma de aumentar o tamanho do parafuso é a utilização de elementos auxiliares (arruelas) e em parafusos com rosca total em toda a extensão do corpo a arruela tem a função de acomodação do raio de formação da cabeça, enquanto na parte inferior a de manter uma quantidade mínima de filetes da rosca disponíveis no interior da junta mantendo-se as Eqs. 26. Assim, todos os segmentos de rosca internos estarão totalmente envolvidos e o comprimento de cada elemento auxiliar deverá atender a uma distância mínima variável para cada norma evitando-se uma falha crítica ao assegurar o número mínimo de filetes completos.

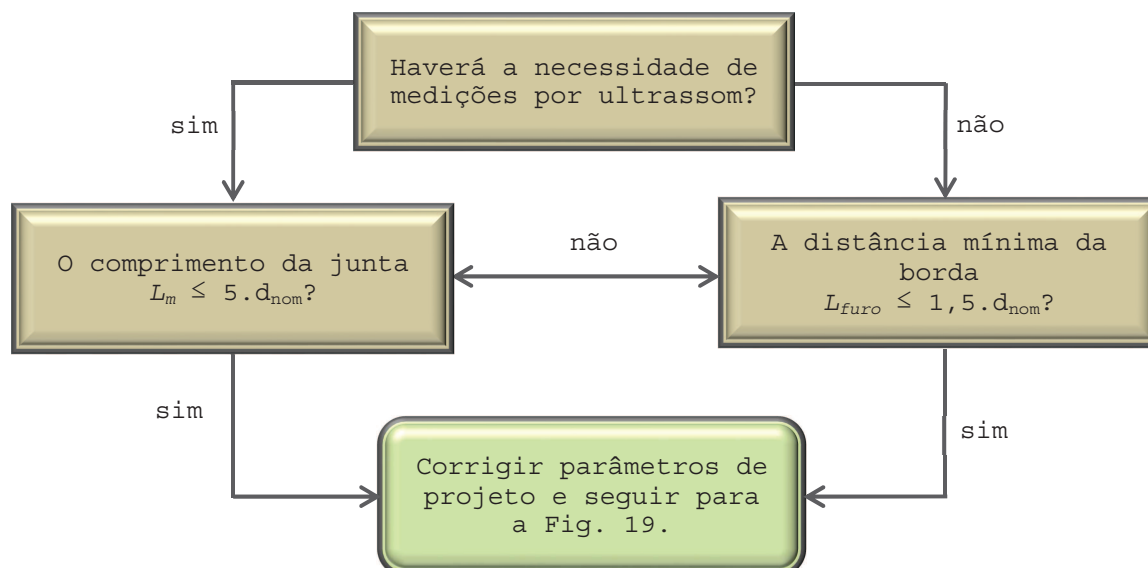


Figura 18 – Fatores estruturais que influenciam o projeto.

O elemento de fixação pode vir a falhar, porém em decorrência da sobre-tensão e não pela rosca diminuindo-se a probabilidade de fadiga e facilitando a detecção da falha do parafuso já que a deformação típica apresentada será plástica antes da ruptura, o que permite uma redistribuição das cargas em qualquer fio interno no furo.

Deste modo (Fig. 18) o principal fator estrutural dos elementos de fixação é que não haverá roscas compatíveis dentre os diversos formatos possíveis de roscas. Logo, o uso equivocado acarretará uma interferência dimensional e pode levar ao espanamento, uma força inadequada, pré-carga não relacionável ao torque e a incapacidade de

desmontar. Não somente a incompatibilidade deve ser levada em consideração, mas as tolerâncias envolvidas e o tamanho normativo do parafuso.

Algumas recomendações são estabelecidas pelas normas em vigor, uma delas complementar a montagem e dos fatores estruturais estabelece a Eq. 26d, onde o comprimento máximo da união não deve ser superior a 5 vezes o diâmetro nominal do parafuso.

A variação da pré-carga pode ser medida por ultrassom a partir de um determinado tamanho requerido que influencia diretamente na incerteza. O parafuso dever ser fixado a uma distância mínima de pelo menos 1,5 vezes o diâmetro nominal (d_{nom}) da borda mais próxima e da menor parte que compõe a junta. Essa medida deve ser obtida do centro do furo, roscado ou não, somado de metade do diâmetro nominal. No entanto, essa precaução é invalidada para segmentos que estão no plano de corte, em cisalhamento evidente ou que estejam desenvolvendo movimentos rotatórios ou aleatórios em trabalhos para os quais a união tenha sido criada. Logo, a qualquer alteração na pré-carga compromete o desempenho do elemento em articulações **tornando sua falha imprevisível.**

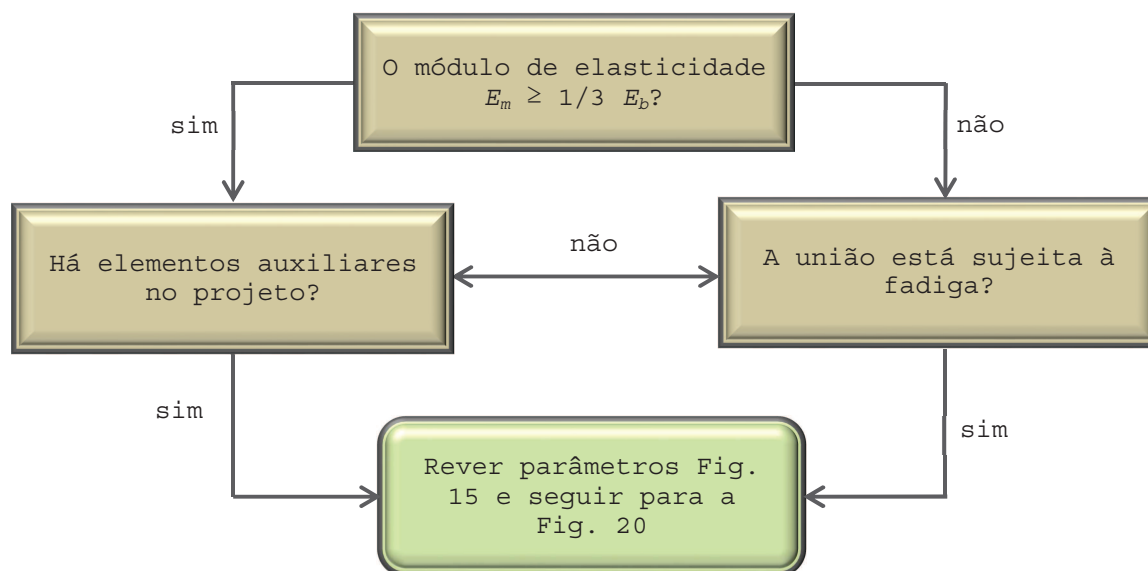


Figura 19 – Fatores de análise que influenciam o projeto.

Com a intenção de minimizar o risco de fratura outros cuidados devem ser observados conforme Fig. 19, o módulo de elasticidade do material das partes em união ou dos elementos intermediários (arruelas) deve ser fixado em 1/3 (um terço) do módulo de elasticidade do parafuso; **não aplicável às porcas.**

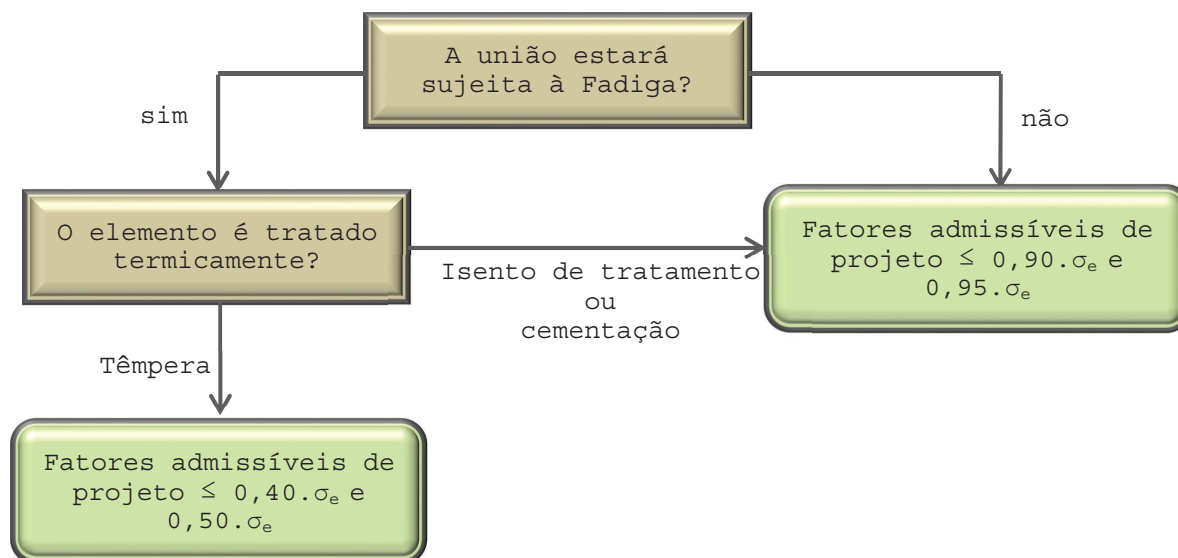


Figura 20 – Fatores de fadiga que influenciam o projeto.

O limite de fadiga deve ser estabelecido ao elemento (que poderá ser omitido sempre que ocorrer o baixo risco de fratura). Uma das maneiras de minimizar os riscos de fratura por fadiga é a utilização de tratamento térmico do parafuso. Esse procedimento permite estabelecer a tensão limite do carregamento ou a carga aplicada que multiplicados por quaisquer fatores de projeto e análise de fadiga não devem exceder respectivamente 50% (cinquenta por cento) e 40% (quarenta por cento) da tensão admissível. Lembrando que a carga de tração limite do elemento não deve ultrapassar a pré-carga mínima calculada em projeto.

Quando a pré-carga é obtida mediante a aplicação e controle de torque há a necessidade de que haja um controle de torque em uma faixa de aplicação, afim de, evitar sobrecarga (Fig. 20). No entanto, o mais comum é a utilização prática de que um torque de operação não deva gerar uma pré-carga inicial enquanto o torque de funcionamento deve ser especificado acima do torque de operação para que se mantenha um controle mais rígido do torque aplicado.

Reordenando a equação simplificada do torque (Eq. 3), o torque aplicado (T_n) gera tensões ao longo da estrutura do parafuso essas tensões podem ser causadas pelas partes em união, pelo próprio elemento ou elementos auxiliares. A equação apresenta como condição o fator de atrito ($K_{i,n}$) em função de algumas características do elemento (parafuso, cabeça e rosca). Tão logo a combinação do torque é resultado de uma soma independente dos valores obtidos individualmente ao elemento (Eq. 28).

$$T = T_b + T_h + T_f \quad (28)$$

$$K = K_b + K_h + K_f \quad (29)$$

Devemos lembrar que utilização dos fatores (K_n) devem ser individualizados em função do torque (Eq. 29), visto que, a soma dos fatores não possui linearidade e não deve ser aplicado como uma soma algébrica.

Sempre que possível, o torque deve ser aplicado à porca evitando-se a aplicação à cabeça para que a rosca não concentre tensões ao longo dos filetes sucessivos, salvo se o sistema roscado for à própria parte em união.

Os elementos auxiliares tais como arruelas podem inibir a distribuição de tensão, bem como, a utilização de fixadores químicos podem influenciar o bom desempenho do parafuso.

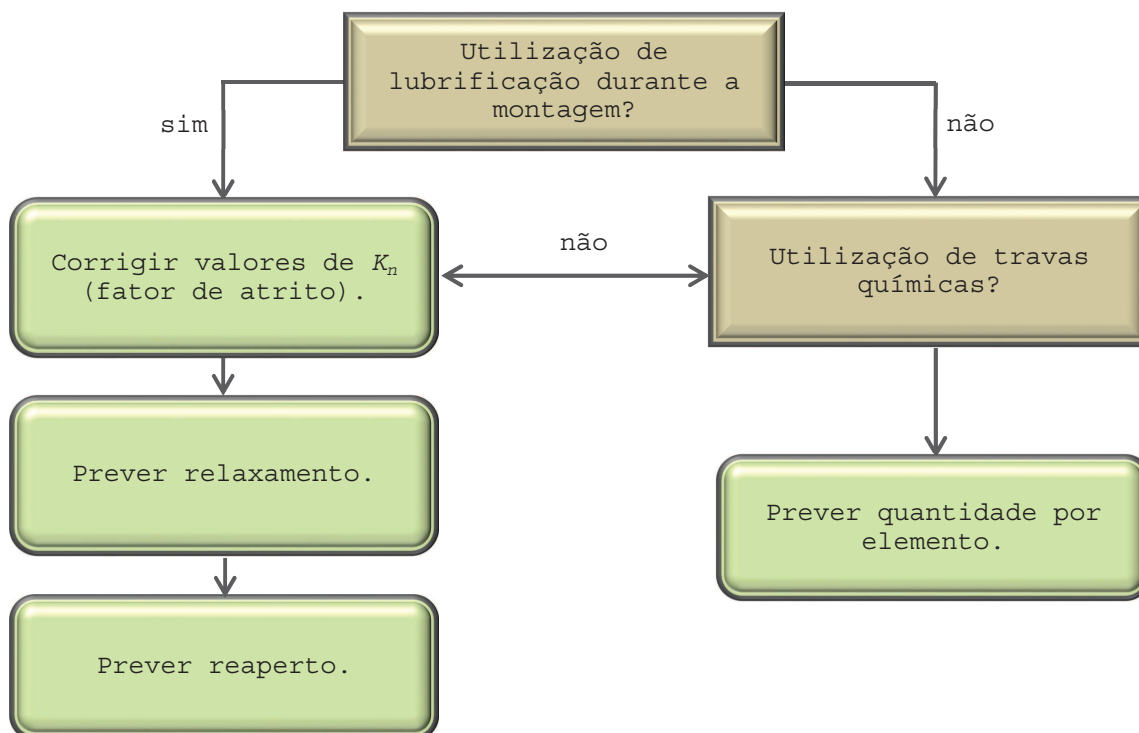


Figura 21 – Fatores de montagem que influenciam o projeto.

3.1.7 Critérios de Montagem e Alinhamento

As normas existentes e aquelas consultadas apresentam de maneira geral critérios muito semelhantes para a especificação e uso em uniões aparafusadas gerando recomendações e exigências. Algumas vezes a semelhança entre as normas é quase idêntica ou referenciam outras normas.

A norma brasileira ABNT EB-168 estabelece padrões até diâmetros 39 milímetros independente da forma geométrica, materiais em aço-carbono ou aço-liga e diferentes tratamentos térmicos. Já a norma ABNT PB-50 especifica os diâmetros dos furos de passagem e as características de montagem da junção e união aparafusada. A ABNT NBR 8800 referencia a anterior e estabelece tolerâncias envolvidas entre diâmetro do furo e do corpo do parafuso conforme a Fig. 22.

Outro critério é o alinhamento que pode ocasionar efeitos indesejáveis durante a montagem. Os efeitos visíveis são o deslocamento, dobramento de encaixes, não paralelismo e superfícies de rolamento (Fig. 23). E aparece micro efeitos em tensões de contato entre roscas, espanamento, aumento da rugosidade superficial e deformidade do fio.

	Diâmetro do parafuso ou barra redonda rosqueada d_b	Diâmetro do furo padrão	Diâmetro do furo alargado	Dimensões de um furo pouco alongado	Dimensões um furo muito alongado
Dimensões em milímetro	≤ 24	$d_b + 1,5$	$d_b + 5$	$(d_b + 1,5) \times (d_b + 6)$	$(d_b + 1,5) \times 2,5 d_b$
	27	28,5	33	28,5 \times 35	28,5 \times 67,5
	≥ 30	$d_b + 1,5$	$d_b + 8$	$(d_b + 1,5) \times (d_b + 9,5)$	$(d_b + 1,5) \times 2,5 d_b$

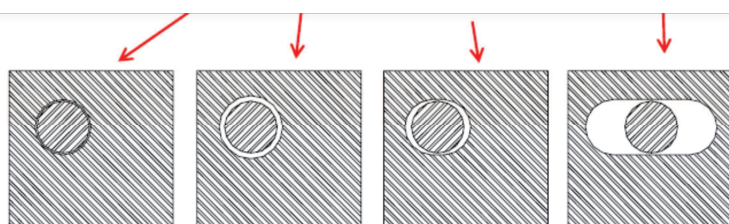


Figura 22 – Relação de diâmetro do furo e o corpo do parafuso conforme ABNT NBR 8800/86.

Tais efeitos influenciarão significativamente o atrito nas diversas partes do elemento. Neste caso, a flexibilidade do elemento (ϕ_B) influenciará na sua resistência a deflexão imposta enquanto a folga gera um deslocamento horizontal devido ao

deslizamento da rosca (δ_{s-slip}) formando a inclinação da superfície (φ_0). A separação de um conjunto pré-carregados não deve ocorrer.

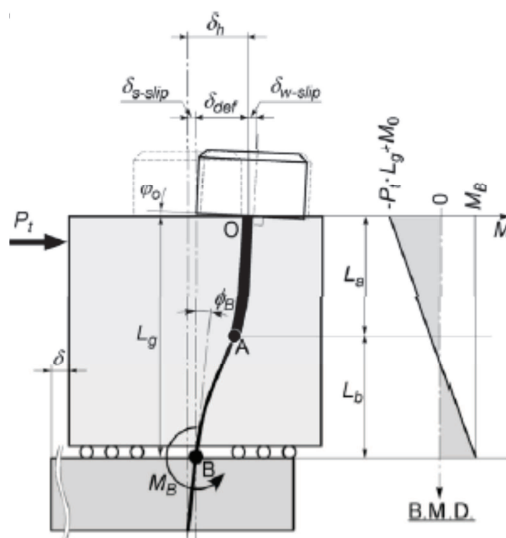


Figura 23 - Representação esquemática da deformação no parafuso na montagem desalinhada gerando uma força transversal.

O parafuso é colocado em cisalhamento e a tensão do rolamento pode ocorrer quando o parafuso é pressionado contra o lado da bucha. (a) O estresse rolamento autorizado é limitado ao escoamento à temperatura. (b) A pré-carga mínima dos parafusos deve ser usado para calcular a força de atrito se a junta é concebida como sendo do tipo de atrito. (c) No caso de juntas de cisalhamento-carregados, com os membros que deslizam, os membros conjuntos transmitem cargas de cisalhamento para a lingueta e a pré-carga mínima deve ser suficiente para manter os componentes de união em contacto e sem deslizamento adicional durante o ciclo de tensão. (d) A carga máxima axial do parafuso deve ser utilizado para calcular a tensão do rolamento sob a cabeça do parafuso, porca, louça, e o material de isolamento. (e) A arruela deve ser grande o suficiente para espalhar a pré-carga máxima sobre o rebordo ou o material de isolamento. Assim, a espessura da máquina de lavar deve fornecer força suficiente para que a tensão de flexão e cisalhamento sob a carga do rolamento.

3.1.8 Afrouxamento

No entanto, se a união estiver sobre esforços combinados (cisalhamento e flexão são experimentados) a Eq. 30 deverá ser satisfeita.

$$(C_T + C_B)^2 + C_Q^2 \leq 1,0 \quad (30)$$

Onde, C_T é a relação entre a carga axial máxima admissível e a carga axial, C_Q é a relação de carga de corte com carga de corte admissível e C_B é a relação de carga de flexão máxima ao encurvamento da carga admissível, em não havendo flexão, a relação ainda assim deverá ser respeitada em projeto.

Logo, tais elementos não mantêm a pré-carga, agem como dispositivos de segurança para auxiliar o parafuso a resistir ao afrouxamento, preocupação seguida no desenvolvimento e confecção do dispositivo de ensaio assegurados os devidos cuidados supracitados e que originou este estudo.

Assim, a técnica para a utilização e os critérios de análise ao utilizar o dispositivo desenvolvido é para: aplicação apenas para materiais metálicos dúcteis, neste caso parafusos, com medidas de diâmetro inferiores a 8 milímetros.

Porém, não se descarta a possibilidade de utilização do dispositivo para a análise de elementos de fixação roscados ou não, fabricados em materiais frágeis ou não-metálicos.

3.1.9 Atribuições do Atrito

A força horizontal (F_h) atuando numa distância (r_p) do centro do parafuso perfaz o momento (M_b), conseqüente do torque aplicado no parafuso:

$$M_b = F_h \cdot r_p \quad (31)$$

Esse sistema de roscamento gera forças ao longo do eixo, se for considerado um fuso, ou seja, utilizá-lo para elevar ou baixar uma carga de peso (F_p) e que as demais forças contrárias ao peso e ao torque estão distribuídas ao longo da superfície inclinada da rosca da porca. Neste sistema (F_h) é perpendicular ao eixo do fuso e (F_p) é paralela. A resultante (F_R) oposta ao movimento é composto pela força de atrito (F_{at}) e pela componente normal (F_N) à superfície inclinada da rosca. O balanço das forças nas direções vertical e horizontal pode ser escrito da seguinte forma:

$$F_h = F_R \cdot \sin(\theta + \alpha) \quad (32a)$$

$$F_P = F_R \cdot \cos(\theta + \alpha) \quad (32b)$$

Das Eqs.32 na Eq.30 obtemos para cargas positivas e negativas respectivamente:

$$M_{b,h/p} = r_P \cdot F_R \cdot \tan(\theta \pm \alpha) \quad (33)$$

Onde α é o ângulo que a força resultante (F_R) faz com a componente normal (F_N) à superfície de contato. Extrapolando este estudo para as roscas com formato de “V” podemos considerar os momentos como os torques necessários para apertar ou desapertar as porcas que estejam sob influência de uma força axial (F_A).

Assim, todo o problema é oriundo do coeficiente de atrito que por definição, *é um parâmetro obtido pela interação de duas superfícies*. Ou seja, não é uma propriedade de intrínseca de um determinado material, logo, os resultados de uma avaliação em uma peça de um único tipo não são suficientes para determinar seu comportamento quando interagindo com outras. O coeficiente de atrito na cabeça do parafuso, a Eq. 34 é representada por:

$$\mu_h = \frac{2 \cdot T_h}{d_p \cdot P_{qp,b}} \quad (34)$$

Onde T_h é o torque decorrente da fricção agindo na face de contato da cabeça do parafuso, d_p é o diâmetro médio da face de contato da cabeça do parafuso. No caso em que o equipamento não for preparado para a medição, em separado dos coeficientes de atrito na rosca e na cabeça, um coeficiente de atrito μ_{eq} equivalente é definido conforme Eq. 34a abaixo:

$$\mu_{eq} = \frac{\left(\frac{T_A}{P_{qp,b}}\right) - 0,159 \cdot p}{0,578 \cdot d_b + \left(\frac{d_p}{2}\right)} \quad (34a)$$

Este coeficiente, no entanto, só poderá ser usado para avaliação do comportamento genérico da fricção, em montagens do tipo porca e parafuso. Não é conveniente para projeto de juntas aparafusadas em geral.

Todos os lubrificantes, revestimentos e vedantes utilizados em sistemas de fixação de rosca, bem como os processos de aplicação, tem como objetivo reduzir o atrito e o desgaste entre duas superfícies sólidas em movimento relativo, melhorar a facilidade de remoção e em alguns casos para controlar, sob razoáveis limites, a temperatura gerada.

A lubrificação antes da montagem é muitas vezes desejável, e, por vezes, necessária para minimizar o atrito, reduzindo a variação de pré-carga e podendo aumentar a pré-tensão desenvolvida. O uso excessivo de lubrificantes deve ser evitado, mesmo em aplicações não sensíveis.

O fator de atrito em função da Eq. 28 pode ser expresso como a combinação de no mínimo três fatores e pelas equações abaixo, referente a rosca, a cabeça e ao parafuso:

$$K_f = \frac{\mu_f \cdot d_p}{2 \cdot d_{nom} \cdot \cos \alpha} \quad (28a)$$

$$K_h = \frac{\mu_h \cdot d_h}{2 \cdot d_{nom}} \quad (28b)$$

$$K_b = \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot d_{nom}} \quad (28c)$$

Tais equações são a análise desse trabalho.

3.1.10 Espanamento

O espanamento ocorrerá por dois fenômenos associados a rosca, sendo o primeiro de dobramento e o segundo de flambagem, podendo ocorrer em conjunto ou em separado dependendo da área em análise (Eq. 10) genérica ao elemento.

$$A_p = \frac{p}{2} \cdot (\pi \cdot d_p \cdot n_t) \quad (35)$$

Substituindo a Eq.35 na Eq.15.

$$\sigma_b = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_p \cdot p \cdot n_t} \quad (36)$$

Numa espécie de rolamento sobre a helicóide formadora da rosca o cisalhamento transversal também está presente (substituindo a Eq. 35 na Eq.16), mas se a área envolvida for a rosca o estresse máximo vai estar no topo do dente.

$$\sigma_b = \frac{M_f}{I} = \frac{6 \cdot f \cdot F}{\pi \cdot d_r \cdot p \cdot n_t} \quad (37)$$

Para tanto durante o aperto ou o efeito do rolamento entre as faces da rosca do parafuso e porca causam uma flexão, f e n_t é dependente da forma como a carga é compartilhada entre os dentes, por isso utiliza-se fatores corretivos $f = 0,38 \cdot F$ e $n_t = 1$ ambos derivados de experimentos do comportamento da rosca.

O espanamento é esperado no ensaio já que esse será destrutivo, analisando a Eq. 11 substituindo nas Eq. 9 temos as equações representativas as forças exercidas na raiz do dente tornam-se:

$$\sigma_x = \frac{6 \cdot F}{\pi \cdot d_r \cdot p \cdot n_t} \quad e \quad \tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_r^3} \quad (38a)$$

$$\sigma_y = 0 \quad e \quad \tau_{xy} = 0 \quad (38b)$$

$$\sigma_z = \frac{-F}{A_t} \quad e \quad \tau_{xy} = 0 \quad (38c)$$

3.2 DISPOSITIVOS DE ENSAIO

A concepção dos dispositivos para o ensaio do elemento de fixação surgiu da necessidade de atender as normas envolvidas em ensaios distintos, porém com a possibilidade de atender o objetivo desse trabalho ao ser possível realizar os ensaios em elementos de fixação de maneira combinada.

Todo desenvolvimento seguiu criteriosamente a Seção 3.1 em atenção as limitações e restrições construtivas.

3.2.1 Desenvolvimento do Primeiro Dispositivo

A necessidade de desenvolver um dispositivo capaz de consolidar um método de ensaio que suporte torção, tração e cargas cíclicas aplicadas em um corpo de prova de característica cilíndrica vai muito além do objetivo principal influenciado como vimos na necessidade de uma capacidade **multi-função**. Ampliamos essa capacidade de realizar os vários ensaios conjuntamente ou em separado com uma forma modular capaz de trabalhar com as mais diversas variedades de formas de aperto.

Para os casos em estudo sob o feito de ensaios destrutivos os valores obtidos experimentalmente representam a influência das forças atuantes exclusivamente resultantes de ensaio combinado. A falha, quando observada, será comparada de forma direta obtendo-se analiticamente e numericamente a diferença do comportamento esperado ao elemento de fixação, o que permite dizer se há correlação entre os esforços e principalmente se ocorrerão falhas e a qual intensidade das forças atuantes.

Esta análise avaliará apenas se certo carregamento faz com que o material seja instável ou estável diante de determinados parâmetros. Mesmo que nenhuma fissura seja detectada, poderá haver falha estrutural por colapso plástico, por isso, há certa importância na associação dos dois mecanismos, é o proposto neste trabalho.

Para atender tal complexidade o dispositivo para o ensaio dos parafusos foi dividido em três partes distintas sendo desenvolvidos em ambiente CAD em corpos de três dimensões (Figs. 24 e 25).

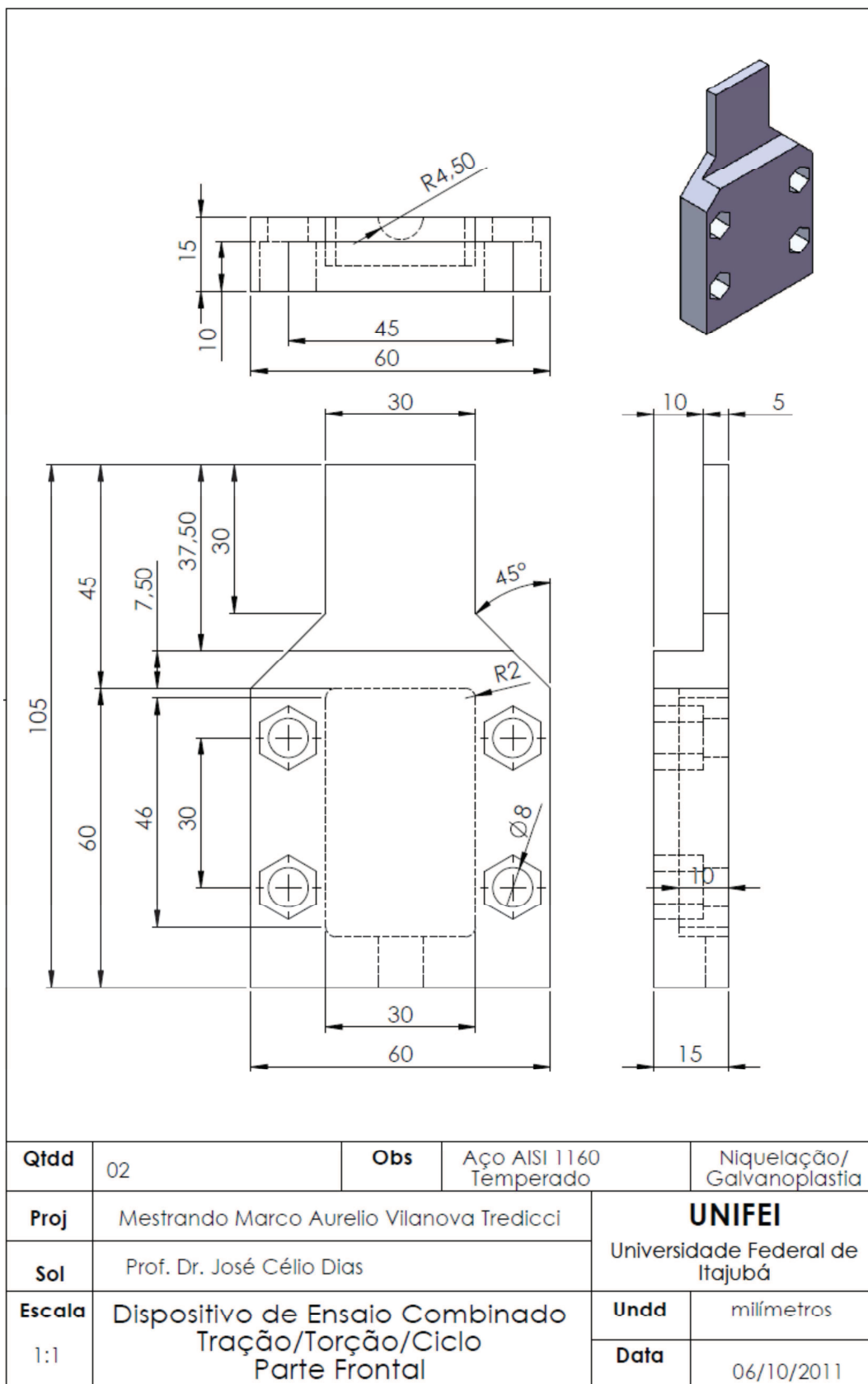


Figura 24 – Suporte de fixação – parte superior frontal.

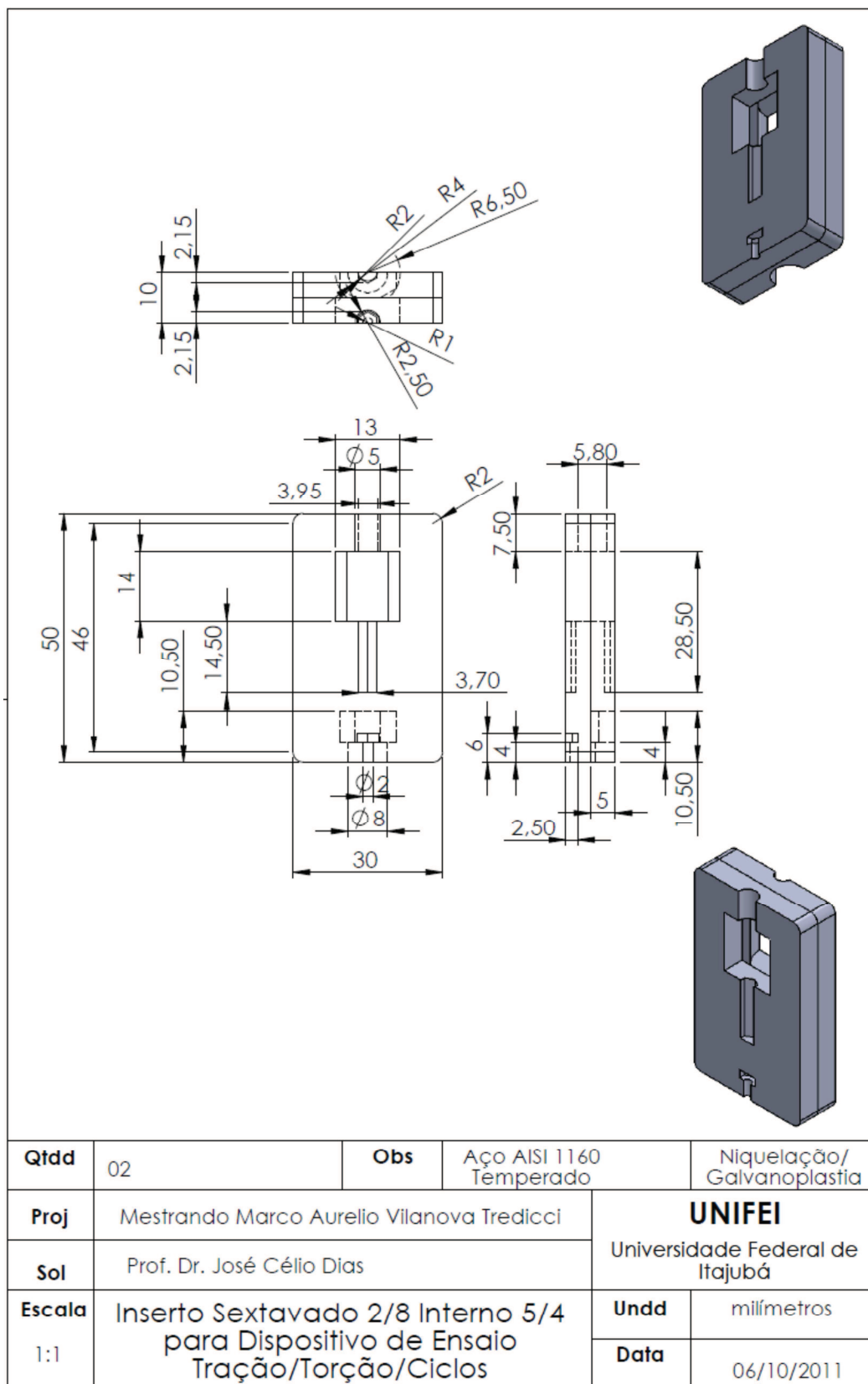


Figura 25 – Inserto sextavado intercambiável para diâmetros de 2/8 Internos 5/4.

A primeira parte foi desenvolver um suporte de fixação para o equipamento de ensaio (Fig.26), a segunda os insertos intercambiáveis (Figs.27 e 28) e finalmente as pontas individuais de aperto (Fig. 29).

O material de fabricação do suporte foi o aço AISI 1045 e dos insertos intercambiáveis o aço AISI 1160, que depois de usinados foram tratados superficialmente por galvanoplastia, como medida protetiva não sujeita ao descolamento. Os insertos intercambiáveis foram tratados termicamente antes da galvanoplastia por meio de cementação.

As dimensões do suporte foram definidas a partir da maior carga possível suportada pelo equipamento. Assim, o maior diâmetro em operação é da ordem de 8 milímetros de comprimento ilimitado, independentemente da forma da rosca.

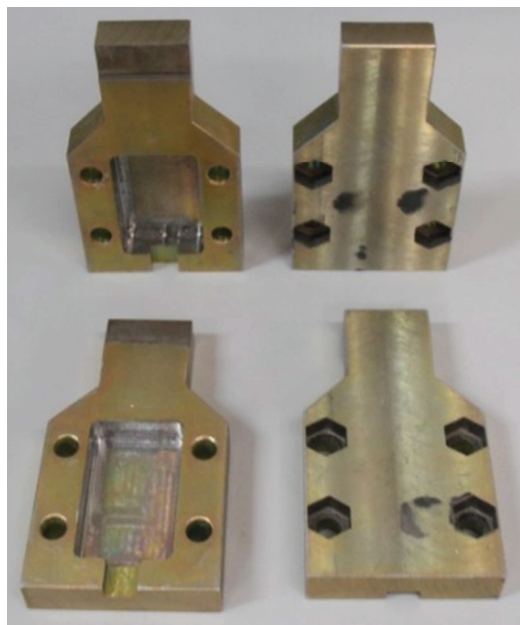


Figura 26 – Suporte de fixação.

Os insertos intercambiáveis tem disposição para porcas com a possibilidade de adaptação de arruelas, para atender o disposto nas Figs. 5; e se necessário for estudar o comportamento desse elemento auxiliar. Logo, os elementos auxiliares podem ser utilizados de todas as formas possíveis e materiais existentes.

Já as pontas individuais (Fig.29) são confeccionadas por metalurgia do pó e suas dimensões são padronizadas, capazes de adaptar aos mais diversos formatos existentes para acoplar aos parafusos, podendo ser adquirido de quaisquer fabricantes existentes. Podemos atender parafusos com fixação tipo fenda, sextavado, P, PH, PZ, N e T.

Para o caso preservar-se o equipamento de ensaios tendo um elemento de ruptura com alto fator de segurança para os ensaios, já que sua ruptura ocorrerá antes do torque atingir seu limite. Como os insertos não colocam o dispositivo “fora de serviço” permite ainda deformações, sendo essas comerciais e padronizadas com baixo custo de aquisição não inviabilizam ensaios futuros.



Figura 27 – Insertos intercambiáveis conjunto para diâmetros de 2 a 5 milímetros.

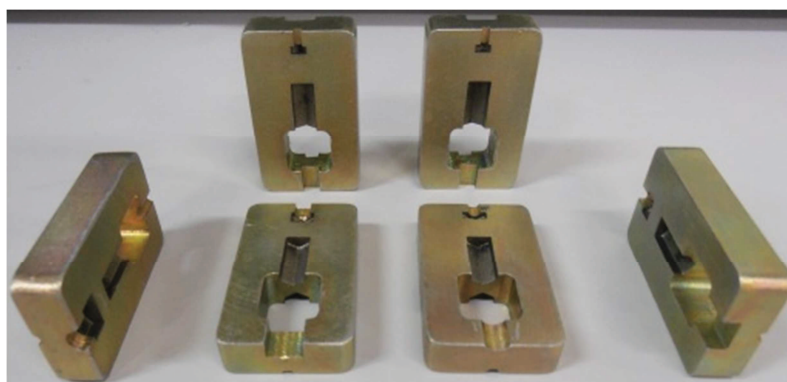


Figura 28 – Insertos intercambiáveis conjunto para diâmetros de 6 a 8 milímetros.

Devemos lembrar que todas as medidas adotadas encontram-se em milímetros devido ao SI, porém não há impedimentos para a utilização de parafusos e/ou corpos cilíndricos com medidas em polegadas.

O dispositivo foi gravado sendo doado ao Laboratório de Ensaios Mecânicos Destrutivos e Não-destrutivos e ficando lá a disposição para futuros trabalhos.



Figura 29 – Insertos intercambiáveis de pontas individuais de aperto.

3.2.2 Desenvolvimento do Segundo Dispositivo

Com o objetivo de auxiliar a pesquisa pela interferência do equipamento e/ou falha do primeiro dispositivo de ensaios desenvolveu-se um segundo.

Esse dispositivo é muito semelhante ao recomendado pelas normas para o ensaio de tração para elementos roscáveis, no entanto, o objetivo foi o de avaliar o comportamento do parafuso no ensaio combinado. Sua utilidade é apenas para parafusos de diâmetro nominal igual a 6 milímetros. Colocou-se fixadores de posição permitindo verificar o deslocamento da cabeça e/ou porca do elemento permitindo um grau de liberdade na cabeça do elemento de fixação, enquanto o primeiro não permite mobilidade.

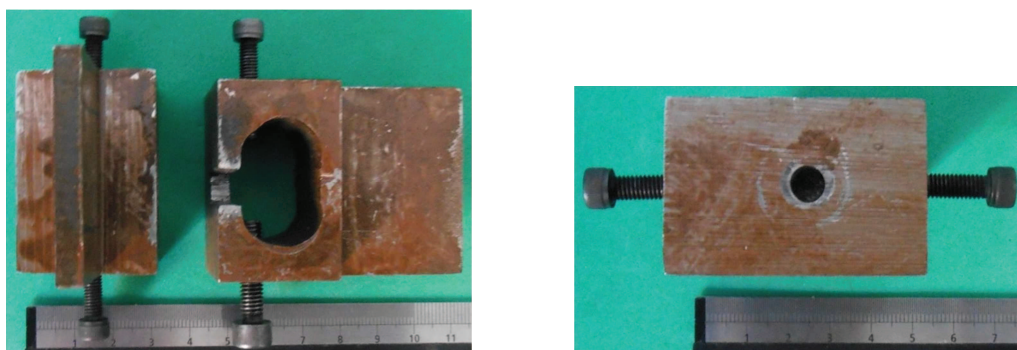


Figura 30 – (a) Corpo do segundo dispositivo de fixação e (b) Parte inferior do dispositivo de fixação.

O dispositivo contou com duas partes independentes fabricados em aço AISI 1050 maciço não tratado termicamente.

3.2.3 Princípio de Funcionamento do Primeiro Dispositivo

O dispositivo funciona da seguinte maneira:

- (i) Escolha do diâmetro do parafuso, variável de 1 a 8 milímetros (Fig. 31);

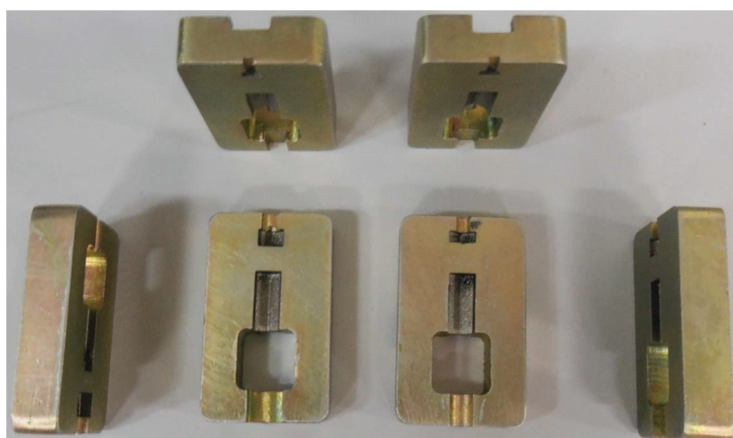


Figura 31 – Escolha do inserto intercambiável.

- (ii) Coloca-se o inserto intercambiável referente ao tamanho do parafuso na parte anterior do suporte de fixação (Fig. 31);

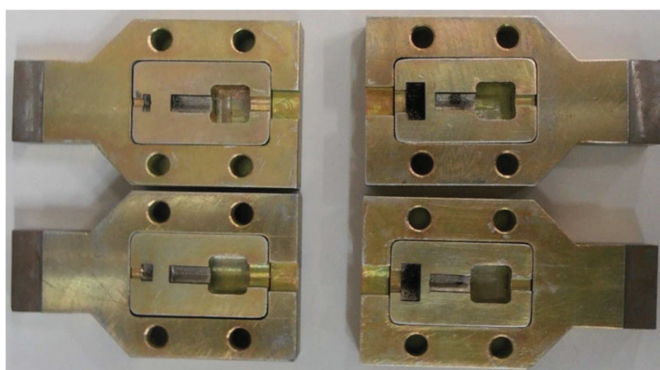


Figura 32 – Montagem do inserto no corpo do dispositivo.

- (iii) Coloca-se a ponta referente ao tipo, modelo e tamanho de aperto da cabeça do parafuso escolhido (Fig. 32);



Figura 33 – Montagem da ponta individual de aperto sobre o inserto intercambiável.

(iv) Sobrepeõe a outra parte simétrica posterior do dispositivo sem a ponta de aperto (Fig. 34);



Figura 34 – Montagem sobre o suporte.

(v) Fecha-se o dispositivo com o aperto dos 04 parafusos laterais, sendo desnecessário chave para a cabeça pois esta é embutida no corpo do dispositivo (Fig. 35);

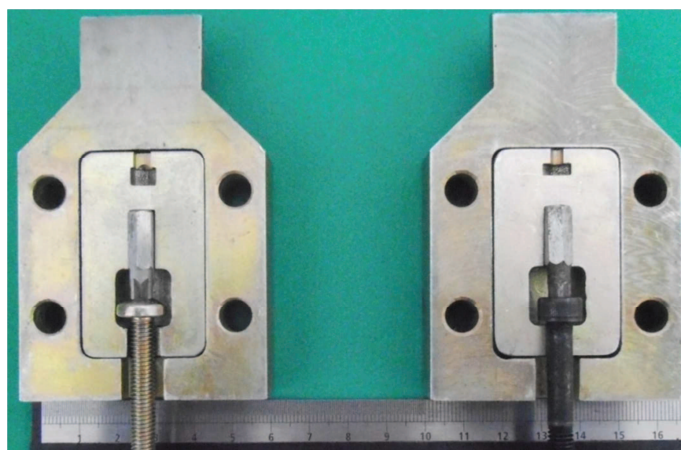


Figura 35 – Montagem.

(vi) Coloca-se porca (ou contra-porca quando for o caso) no parafuso (Fig. 36);

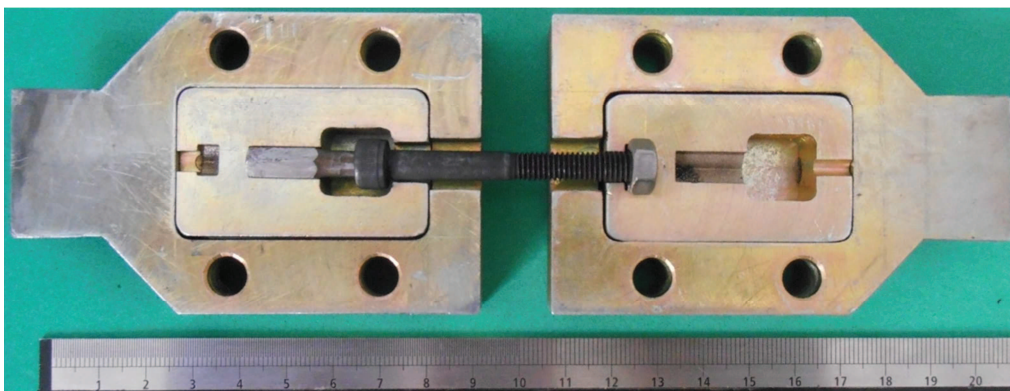


Figura 36 – Montagem.

(vii) Coloca-se o inserto intercambiável referente ao tamanho da porca no suporte de fixação;

(viii) Insere o inserto no suporte de fixação (parte anterior);

(ix) Sobre põe a outra parte simétrica posterior do dispositivo;

(x) Fecha-se o dispositivo com o aperto dos 04 parafusos laterais, sendo desnecessário chave para a cabeça, pois esta é embutida no corpo do dispositivo (Fig. 37);

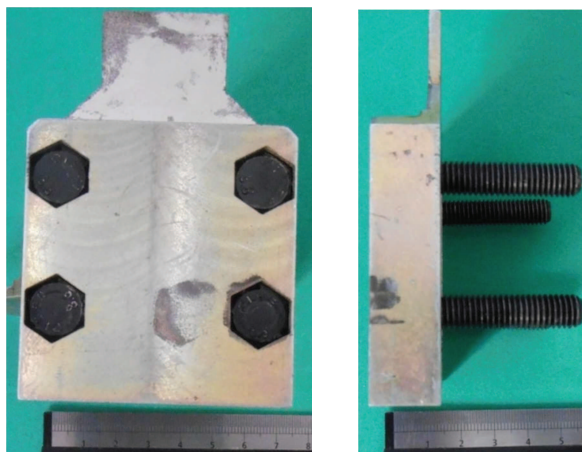


Figura 37 – Fixação dos parafusos de aperto.

(xi) Prende-se o dispositivo no equipamento de ensaios.

3.2.4 Princípio de Funcionamento do Segundo Dispositivo

O dispositivo funciona da seguinte maneira:

- (i) O diâmetro nominal do parafuso deve ser de 6 milímetros (Fig. 38);
- (ii) Coloca-se o parafuso no furo da extremidade inferior do dispositivo e coloque a porca;
- (iii) Aproxime os marcadores de posição (parafusos M5x20 rosca fina);
- (iv) Coloque o dispositivo no equipamento e aproxime os marcadores de posição junto a cabeça do elemento quando alinhado com o equipamento;

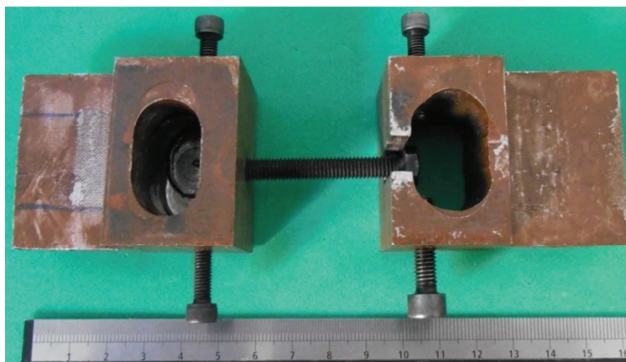


Figura 38 – Segundo dispositivo.

capítulo 4

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Os ensaios foram realizados em duas partes, a primeira referente a análise dimensional e dureza *Vickers*. Seguido de o ensaio dos cpd's no Laboratório de Ensaios Mecânicos do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá.

Devido a apresentação de todo aparato que foi confeccionado ao longo desse trabalho esse capítulo será responsável pela maior parte do Apêndice C.

4.1 CORPOS DE PROVA

Os cpd's são obtidos comercialmente. Optou-se pelo parafuso de rosca métrica de diâmetro nominal 6 e classe 8.8 e 12.9, afim de, facilitar o equacionamento matemático tendo os valores de passo igual a 1, alongamento na região elástica de 10% e torque nominal de 5N.m. (Figs. 39 e 40).



Figura 39 – Elementos de fixação formadores dos grupos de cpd para ensaio.

Todos em conformidade com a norma DIN 962.



Figura 40 – Formato da cabeça dos elementos de fixação formadores dos grupos de cpd para ensaio (a) Allen, M6x75, (b) Sextavado, M6x75 e (c) Philips, M6x75.

Cada um dos elementos foi adquirido de fabricantes distintos. As porcas utilizadas foram classificadas conforme norma nas classe 8.8 e 12.9 conforme Fig. 41.

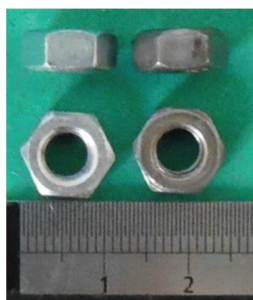


Figura 41 – Porcas rosca métrica normal classe 8.8.

4.1.1 Valores Nominais do Corpo de Prova

Para todos os casos serão utilizados os seguintes valores referente ao parafuso M6 x 1,0 x 75:

- (i) passo (p) 1mm;
- (ii) ângulo do passo da rosca métrica (λ) 60° ;
- (iv) ângulo da formação da crista da rosca métrica (α) : 60° ;
- (iii) diâmetro nominal (d_{nom}) : 6mm;
- (v) Seção resistente nominal : 20,1mm²;
- (vi) Dimensão do corpo livre 20mm;
- (vii) Dureza esperada 200 a 302 HV ou 22 a 32HRC;
- (viii) Classe de resistência do parafuso : 5.8;
- (ix) Resistência a tração nominal 800N/mm²;
- (x) Tensão de escoamento do material entre 680 e 720N/mm²;
- (xi) Tensão de deformação não proporcional nominal 640N/mm²;
- (xii) Tensão de carga de prova 580N/mm²;
- (xiii) Tensão sob carga de prova 380N/mm²;
- (xiv) Tensão de ruptura do material 800N/mm²;
- (xv) Tensão no mandril sob carga de prova 855N/mm²;
- (xvi) Alongamento após a ruptura (mínimo esperado) : 12%;
- (xvii) Elongamento máximo na região elástica: 10%;
- (xviii) Carga de prova de 0 a 5.100N;
- (xix) Torque para uma força de aperto de 80% da carga de prova : 3,2N.m;
- (xx) Torque máximo para 80% da carga de prova: 7,0N.m;
- (xxi) Torque aplicado no ensaio (máximo equipamento) 5,0N.m (100N.m);
- (xxii) Força axial aplicada no ensaio (máximo equipamento) 5.100N (25.000N);
- (xxiii) Limite de carga 11.600N(Carga de Prova), 10.200N (duas vezes a Carga de Prova) e 11.600N (três vezes a Carga de Prova);
- (xiv) Coeficiente de atrito esperado entre o parafuso revestido com produtos a base de fósforo e porca não tratada classe 8.8: 0,24 a 0,40.

4.1.2 Grupos de Corpo de Prova

Adotado o modelo do corpo de prova foram definidos 3(três) elementos de fixação que serão submetidos a 2(duas) rotinas de ensaios em tipos de fixação diferentes.

A fixação dos elementos no primeiro dispositivo ocorrerá para os classificados como sendo os grupos (a) e (c) supracitados; e a fixação dos elementos no segundo dispositivo será para os elementos do grupo (b), mostrados na Fig. 37.

Os elementos serão dispostos nos dispositivos de maneira distinta conforme elencado nas subseções 3.2.3 e 3.2.4. Logo, os tipos de fixação são os possíveis para a disposição do dispositivo em estudo e com a sequência distinta de ensaios.

Os elementos foram classificados segundo a seguinte representação da Fig.39:

1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	9°	10°
	S		D		P			-	

Figura 42 – Codificação dos dpd's.

(i)-O primeiro algarismo representa o tipo do parafuso:

A-Allen, S-Sextavado e P-Philips;

(ii)-O segundo algarismo indicado é **S** para identificar a **SEQUÊNCIA DE ENSAIOS**.

(iii)-O terceiro algarismo representa sequência de ensaios e conseqüentemente a Carga de Prova aplicada já estabelecida:

1-5.100N, 2-10.200N, 3-11.300N e F-Livre;

(iv)-O quarto algarismo indicado é **D** para identificar o **DISPOSITIVO UTILIZADO**.

(v)-O quinto algarismo representa o **DISPOSITIVO UTILIZADO**.

1-Primeiro dispositivo Subseção 3.2.1 e 2-Segundo dispositivo Subseção 3.2.2;

(vi)-O sexto algarismo indicado é **P** para identificar o **PARAFUSO** em ensaio.

(vii)-O sétimo algarismo representa o número do elemento na sequência de ensaios aproveitável.

(viii)-O oitavo algarismo representa o tipo de ensaio realizado:
P-Posição Fixa, C-Carga Fixa, E-Especial e T-Tração Simples;

(ix)-O nono algarismo **hífen** é apenas um separador.

(x)-O décimo algarismo representa o número do elemento utilizado sequenciado referente aos dados obtidos em ensaio na forma de arquivos eletrônicos.

Os grupos de corpos de prova foram ensaiados sequencialmente composto por 5 elementos, sendo que, após os 04 (quatro) primeiros ensaios o quinto elemento seguia o ensaio para o pior caso obtido.

Os parafusos foram ensaiados aleatoriamente com a manutenção da identificação do fabricante caso falhas ocorressem para uma determinada marca.

A finalidade de ensaio na forma de grupos foi para unificar os valores e refinar os dados obtidos utilizando os valores médios de resposta.

4.1.3 Entalhe Natural do Corpo de Prova

Como mencionado a rosca é parte inerente do elemento que **forma uma composição de entalhes sucessivos ao longo do corpo estabelecendo uma condição única de concentradores de tensões multiplicadores da irregularidade de distribuição uniforme dos esforços.**

Como visto na subseção 3.1 a rosca pode influenciar no comportamento do parafuso que pode gerar uma locação desordenada do eixo simétrico e o eixo de coordenadas para análise do problema.

O entalhe é oriundo da forma e característica própria do elemento de fixação, sem a rosca o parafuso deixa-o de ser, neste caso o raio de adoçamento ou de ponta da ferramenta é da ordem de **0,02 milímetros.**

Tabela 2 – Grupos de cpd para ensaios.

CPD	GRUPO	ANÁLISE	ENSAIO
1	A	SS1D2P1C-01	COMBINADO
2	A	SS1D2P2C-02	COMBINADO
3	A	SS1D2P3C-03	COMBINADO
4	A	SS1D2P4C-04	COMBINADO
16	A	AS1D1P5C-16	COMBINADO
17	B	AS1D1P1P-17	COMBINADO
18	B	AS1D1P2P-18	COMBINADO
19	B	AS1D1P3P-19	COMBINADO
20	B	AS1D1P4P-20	COMBINADO
21	B	AS1D1P5P-21	COMBINADO
22	B	AS1D1P6P-22	COMBINADO
23	B	AS1D1P7P-23	COMBINADO
24	B	AS1D1P8P-24	COMBINADO
27	B	SS2D2P9P-27	ESPECIAL
28	E	SS3D2P1P-28	COMBINADO
29	E	SS3D2P2P-29	COMBINADO
30	E	SS3D2P3P-30	COMBINADO
31	E	SS3D2P4P-31	COMBINADO
32	E	SS3D2P5P-32	COMBINADO
33	E	SS3D2P6P-33	COMBINADO
34	E	SS3D2P7P-34	COMBINADO
35	E	SS3D2P8P-35	COMBINADO
36	E	AS3D2P9P-36	COMBINADO
5	C	SS2D2P1C-05	COMBINADO
6	C	SS2D2P2C-06	COMBINADO
7	C	SS2D2P3C-07	COMBINADO
8	C	SS2D2P4C-08	COMBINADO
14	C	PS2D1P6E-14	ESPECIAL
15	C	AS2D1P5C-15	COMBINADO
9	D	SS3D2P1C-09	COMBINADO
10	D	SS3D2P2C-10	COMBINADO
11	D	SS3D2P3C-11	COMBINADO
12	D	SS3D2P4C-12	COMBINADO
13	D	SS3D2P5C-13	COMBINADO
25	F	ASFD1P1T-25	TRAÇÃO
26	F	ASFD1P2T-26	TRAÇÃO

4.2 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

O ensaio foi realizado em quatro etapas distintas, sendo a primeira limpeza dos corpos de provas, seguido de análise dimensional, dureza *Vickers* e com a utilização dos dispositivos de ensaios desenvolvidos¹².

4.2.1 Limpeza dos Corpos de Prova

Todos os corpos de prova (parafusos) e os elementos auxiliares (porcas e arruelas) passaram por limpeza com desengraxante líquido, seguido de limpeza com detergente, esponja macia e água potável. Esse procedimento foi adotado para manter os filetes de rosca isentos de influências externas e manter a relação existente do coeficiente de atrito apenas do aço.

Os corpos de prova foram secos com pano macio e deixados à temperatura ambiente por 24 horas para que toda água presente nos filetes da rosca evaporasse naturalmente.

4.2.2 Características Dimensionais

Os elementos de fixação tiveram suas análises dimensionais dentro dos valores estimados e esperados pela norma. A análise dimensional foi realizada de duas maneiras a primeira com um canivete de roscas padronizado e aferido.

4.2.3 Ensaio de Dureza *Vickers*

O valor de Dureza *Vickers* é um dos parâmetros de caracterização de materiais metálicos. O procedimento consiste na impressão de uma amostra com uma ponteira de diamante, causando uma deformação na superfície. De acordo com a força necessária para causar a deformação, é obtido um valor de dureza *Vickers* do material. A partir do

¹² Não foram levadas em consideração as etapas de pré-ensaio dos componentes para desenvolvimento do dispositivo na sua forma final, bem como, a adaptação ao equipamento;

resultado deste ensaio, pode ser feita uma avaliação indireta da resistência à tração do material, (σ_e).

Existem tabelas e ábacos desenvolvidos a partir de métodos empíricos que relacionam o resultado do ensaio de dureza com a resistência de ruptura do aço (σ_r). O procedimento de ensaio de dureza *Vickers* empregado foi o estabelecido pela norma brasileira NBR 6672/81 – Materiais Metálicos – Determinação da Dureza *Vickers* – Método de Ensaio.

Para cada amostra foram feitas três impressões. Os valores de resistência à tração foram obtidos por meio de tabela comparativa de durezas e resistências de aços considerando-se as mesmas relações entre a tensão de escoamento do aço e a resistência de ruptura.

Os ensaios não terão seus valores apresentados pois todos os elementos encontravam-se dentro do limite de dureza esperado.

4.2.4 Montagem dos Corpos de Prova no Dispositivo

Todos os elementos foram fixados no dispositivo conforme o princípio de funcionamento do mesmo citado na subseções 3.2.3 e 3.2.4.

Os parafusos foram montados na parte inferior do dispositivo com porca o torque de aperto inicial de 1,2N.m conforme recomendação da norma aplicada e montados no equipamento de ensaio Fig. 43.



Figura 43 – Funcionamento do dispositivo sob ensaio.

4.2.5 Sequência de Ensaio

Procedimento para a primeira parte:

- 1º - Limpeza dos cdp, conforme subseção 4.2.1;
- 2º - Ensaio de Dureza *Vickers*, conforme subseção 4.2.3;
- 3º - Verificação dimensional da rosca, conforme subseção 4.3.2;

Procedimentos da segunda parte para a primeira seqüência de ensaios:

- 1º - Fixação do cdp no dispositivo de ensaios, conforme subseções 3.2.3 e 3.2.4;
- 2º - Fixação do dispositivo de ensaios no equipamento de ensaios mantido pelo menos 50mm das faces de apoio do equipamento de ensaios;
- 3º - Aplicação de uma pré-carga tensional para a fixação do cpd ao equipamento;
- 4º - Aplicação da carga de prova tensional ao elemento e limitando o equipamento a esse valor para obtenção da elongação e identificação da força axial;
- 5º - Aplicação de momento de torção no elemento iniciando em 0º e finalizando a 110º;
- 6º - Registro dos valores e verificação de retração ou elongação do elemento de fixação;
- 7º - Registro de falha por fratura com rompimento do parafuso, se houver;

Procedimentos da segunda parte para a segunda seqüência de ensaios:

- 1º - Fixação do cdp no dispositivo de ensaios, conforme subseções 3.2.3 e 3.2.4;
- 2º - Fixação do dispositivo de ensaios no equipamento de ensaios mantido pelo menos 50mm das faces de apoio do equipamento de ensaios;
- 3º - Aplicação de uma pré-carga tensional para a fixação do cpd ao equipamento;
- 4º - Aplicação da carga de prova tensional ao elemento e limitando o equipamento ao valor de deslocamento para a identificação e obtenção da força axial;
- 5º - Aplicação de momento de torção no elemento iniciando em 0º e finalizando a 110º;
- 6º - Registro dos valores e verificação de retração ou elongação do elemento de fixação;
- 7º - Registro de falha por fratura com rompimento do parafuso, se houver;

Os procedimentos da primeira e segunda seqüências de ensaios são idênticos se diferenciando apenas no 4º passo onde a carga de prova e o deslocamento foram fixo e variado respectivamente para cada ensaio.

4.2.6 Tolerância de Ensaio

Como vimos os parafusos possuem diversas aplicações, formas e análises. Afim de, minimizarmos as várias maneiras de interpretação do comportamento desse elemento de fixação buscou tão somente o objetivo principal de realizar um ensaio combinado com alguns requisitos gerais para a análise proposta.

As tolerâncias serão fornecidas em função do parafuso, da união, de projeto ou montagem, serão representados na Tabela 3.

Tabela 3 – Tolerâncias de ensaio para o caso em análise.

Dimensão (D)	Tolerância Específica (t)	Tolerância Mínima ($t_{i,n,min}$)	Tolerância Máxima ($t_{i,n,max}$)
Torque para uma força de aperto de 80% da carga de prova	$\pm 0,002$ N.m	0,9994 N.m	1,0006 N.m
Carga de Prova	$\pm 0,05$ N	0,999 N	1,000 N
Resistência a tração nominal	$\pm 0,002$ N/mm ²	0,9999 N/mm ²	1,0000 N/mm ²
Tensão de deformação não proporcional nominal	$\pm 0,002$ N/mm ²	0,9999 N/mm ²	1,0000 N/mm ²
Tensão sob carga de prova	$\pm 0,002$ N/mm ²	0,9999 N/mm ²	1,0000 N/mm ²
Tensão no mandril sob carga de prova	$\pm 0,002$ N/mm ²	0,9999 N/mm ²	1,0000 N/mm ²
Seção resistente nominal	$\pm 0,02$ mm ²	0,999 mm ²	1,001mm ²
Força axial aplicada no ensaio	$\pm 0,05$ N	0,999 N	1,001 N
Torque aplicado no ensaio	$\pm 0,01$ N.m	0,998 N.m	1,001 N.m

4.3 PRÉ-CÁLCULOS

4.3.1 Diâmetro do Elemento

Em função das características construtivas da norma o diâmetro da cabeça:

$$d_{nom} = \frac{3}{2} d_h \quad (39)$$

Diâmetro do passo da Eq. 11b:

$$d_p = d_n - 0,6495 \cdot p \quad (40)$$

$$d_p = 5,3505mm \quad (40a)$$

Diâmetro do filete:

$$d_f = d_n - 1,2268 \cdot p \quad (41)$$

$$d_f = 4,7732mm \quad (41a)$$

Diâmetro da rosca da Eq. 11a:

$$d_r = d_n - 1,0825 \cdot p \quad (42)$$

$$d_r = 4,9175mm \quad (42a)$$

4.3.2 Comprimento de Montagem

Das equações 6, 7 e 8 tem-se:

$$L_f = 2 \cdot d_{nom} + 6 \quad (43a)$$

Já, para o dispositivo de fixação o mesmo possui duas representações sendo a primeira: $L_m = 4mm$ e $L_p = 10mm$.

$$\frac{L_m}{L_p} = \frac{4}{10} = 0,4 < 0,5 \quad (43b)$$

A segunda representação é uma formatação diferenciada.

$$\frac{L_m}{L_p} = \frac{10}{15} = 0,6 > 0,5 \quad (43c)$$

A distribuição de tensões conforme norma DIN melhorada (Fig. 7) no ângulo definido ($\alpha = 30^\circ$). Para o primeiro caso o comprimento efetivo do cone de pressão exercido será uma zona de compressão dos membros e os diâmetros do cone serão dados a partir das Eq. 17 resultando:

$$L_a = 4 + \frac{6}{2} = 7\text{mm} \quad \text{para } 4 \leq 6 \quad (44a)$$

$$L_a = 10 + \frac{6}{2} = 13\text{mm} \quad \text{para } 10 \geq 6 \quad (44b)$$

4.3.3 Áreas Envolvidas

Para a análise das tensões cisalhantes devemos utilizar as Eqs. 8 e 16 em relação a área da Eq. 10 tem-se:

$$A_{p,b} = \pi \cdot n_f \cdot (L_m - L_b) \cdot d_r \cdot \left[\frac{1}{2n_f} + 0,57735 \cdot (d_r - d_f) \right] \quad (45a)$$

A variação da aplicação da equação acima leva ao comportamento da rosca externa em interação com os filetes internos.

$$A_{p,b} = \pi \cdot n_f \cdot (L_m - L_b) \cdot d_f \cdot \left[\frac{1}{2n_f} + 0,57735 \cdot (d_r - d_f) \right] \quad (45b)$$

4.3.4 Alongamento

Das relações 2 e 13 e do equacionamento no domínio plástico, tem-se:

$$d\delta = \frac{P}{E \cdot A} dx \quad (46)$$

O alongamento será fornecido por:

$$\delta = \frac{P}{\pi \cdot E} \int_0^{L_m} \frac{dx}{\left[x \cdot \tan \alpha + \left(\frac{d_h + d_{nom}}{2} \right) \right] \cdot \left[x \cdot \tan \alpha + \left(\frac{d_h - d_{nom}}{2} \right) \right]} \quad (46a)$$

$$\delta = \frac{P}{\pi \cdot E \cdot d_{nom} \cdot \tan \alpha} \ln \frac{(2 \cdot L_m \cdot \tan \alpha + d_h - d_{nom}) \cdot (d_h + d_{nom})}{(2 \cdot L_m \cdot \tan \alpha + d_h + d_{nom}) \cdot (d_h - d_{nom})} \quad (46b)$$

$$\delta = \frac{P}{E \cdot p} \ln \frac{\left(2 \cdot L_m \cdot \frac{p}{\pi \cdot d_{nom}} + \frac{1}{2} d_{nom} \right) \cdot \left(\frac{5}{2} d_{nom} \right)}{\left(2 \cdot L_m \cdot \frac{p}{\pi \cdot d_{nom}} + \frac{5}{2} d_{nom} \right) \cdot \left(\frac{1}{2} d_{nom} \right)} \quad (46c)$$

$$\delta = \frac{P}{E \cdot p} \cdot \ln \frac{\left(5 \cdot L_m \cdot \frac{p}{\pi} + \frac{5}{4} \cdot d_{nom}^2 \right)}{\left(L_m \cdot \frac{p}{\pi} + \frac{5}{4} \cdot d_{nom}^2 \right)} \quad (46d)$$

4.3.5 Tensões

Segundo as Eqs. 38 e 45 para a Carga Axial Máxima Admissível, Carga de Corte Máxima Admissível e Carga de Flexão Máxima Admissível tem-se:

$$\sigma_x = \frac{6 \cdot F}{\pi \cdot d_r \cdot p \cdot n_t} \therefore \sigma_x = \frac{6 \cdot F}{4,655 \cdot \pi} \text{ N/mm}^2 \quad (47a)$$

Para a condição em que se tem o fator de correção em 0,38.

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_r^3} \quad \therefore \quad \tau_{xy} = \frac{16 \cdot T \cdot 1000}{\pi \cdot (4,655)^3} \text{ N/mm}^2 \quad (47b)$$

Da área total do elemento.

$$\sigma_z = \frac{-F}{A_t} \quad \therefore \quad \sigma_z = \frac{-F}{20,10} \text{ N/mm}^2 \quad (47c)$$

4.3.6 Coeficiente de Máxima Utilização e Espanamento

Os valores máximos em obediência aos limites impostos pela Eq. 30 são comparados com os valores nominais do elemento.

$$C_T = \frac{F_{0,max}}{F_{b,max}} \quad (30a)$$

$$C_B = \frac{\sigma_{Z,b}}{\sigma_{Z,max}} \quad (30b)$$

$$C_Q = \frac{\tau_{xy,b}}{\tau_{xy,max}} \quad (30c)$$

No momento de flexão a condição de espanamento do elemento de fixação na condição elástica tendo C_T não superior a 0,208 para as relações máximas, não estabelecendo relações e no seu limite elástico/plástico. O espanamento ocorrerá somente após a diminuição significativa do atrito da cabeça do parafuso e passar a se comportar como um corpo sob torção.

4.3.7 Rigidez

Deve-se lembrar de que não existem partes a serem unidas, no entanto o equipamento coloca uma carga inicial no corpo de prova provendo um corpo de prova totalmente rígido e sem alterações físicas da união, uma parte irreal considerada ideal

Portanto, a preocupação deveria ser referente apenas ao elemento de fixação, mas a rigidez das partes, neste caso, ideal a partir da Eq. 45 na Eq. 21 será representada matematicamente como sendo:

$$R_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d_{nom} \cdot \tan \alpha}{\ln \frac{(2 \cdot L_m \cdot \tan \alpha + d_h - d_{nom}) \cdot (d_h + d_{nom})}{(2 \cdot L_m \cdot \tan \alpha + d_h + d_{nom}) \cdot (d_h - d_{nom})}} \quad (48a)$$

E substituindo os valores da Eqs. 9 e 13 passo da rosca, Eq. 40, 41 e 42 tem-se:

$$R_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d_{nom} \cdot \tan \alpha}{\ln \frac{(2 \cdot L_m \cdot \tan \alpha + \frac{1}{2} d_{nom}) \cdot (\frac{5}{2} d_{nom})}{(2 \cdot L_m \cdot \tan \alpha + \frac{5}{2} d_{nom}) \cdot (\frac{1}{2} d_{nom})}} \quad (48b)$$

$$R_m = \frac{E \cdot p}{\ln \frac{(2 \cdot L_m \cdot \frac{p}{\pi} + \frac{1}{2} d_{nom}) \cdot (\frac{5}{2} d_{nom})}{(2 \cdot L_m \cdot \frac{p}{\pi} + \frac{5}{2} d_{nom}) \cdot (\frac{1}{2} d_{nom})}} \quad (48c)$$

$$R_m = \frac{E \cdot p}{\ln \frac{(5 \cdot L_m \cdot \frac{p}{\pi} + \frac{5}{4} \cdot d_{nom}^2)}{(L_m \cdot \frac{p}{\pi} + \frac{5}{4} \cdot d_{nom}^2)}} \quad (48d)$$

$$R_m = \frac{E}{\ln \frac{(\frac{5 \cdot L_m}{\pi} + 45)}{(\frac{L_m}{\pi} + 45)}} \quad (48e)$$

$$R_m = -\frac{E}{9,6566} \quad (48f)$$

4.3.8 Empenamento

Três medidas são possíveis: ângulo de alinhamento (β), ângulo de empenamento (λ) e ângulo de alongamento (θ)

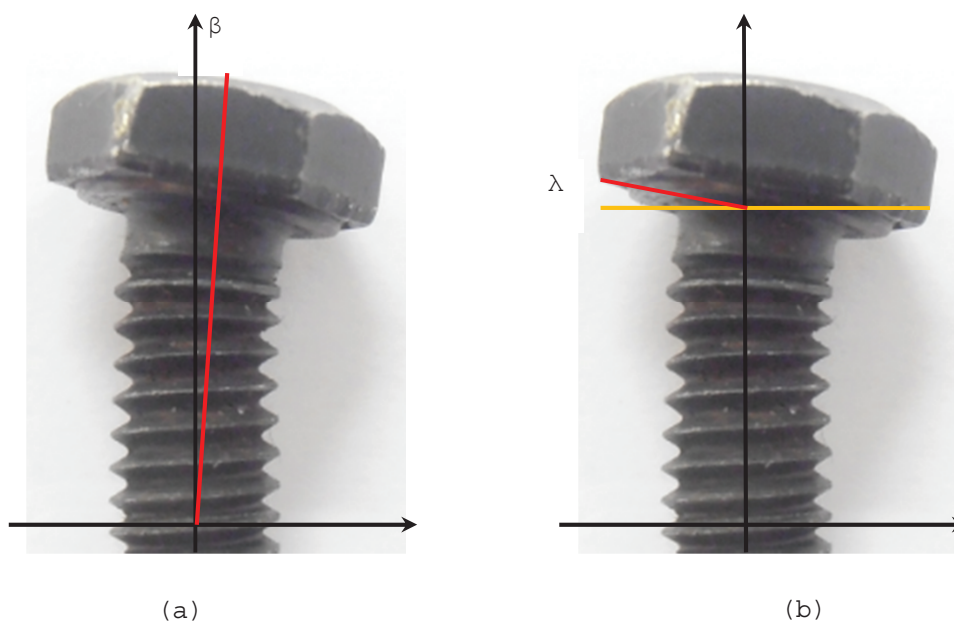


Figura 44 – Elementos ensaiados posição de tomada de medidas (a) ângulo de alinhamento e (b) ângulo de empenamento.

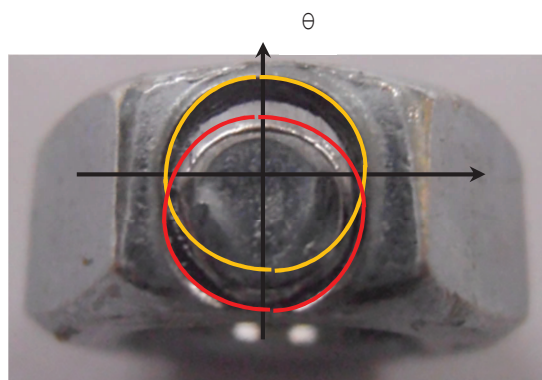


Figura 45 – Elementos ensaiados posição de tomada de medidas deslocamento em alongamento.

Alguns erros podem ser cometidos quando da estimativa do coeficiente de atrito e do coeficiente de dispersão de atrito. O erro de estimativa pode se concentrar apenas na medição da extensão do parafuso. Obter as forças através do ângulo de giro (θ) é uma possibilidade estabelecendo o alongamento para cada volta de 360° na porca das Eqs. 9 e 13 tem-se:

$$\theta = 360^\circ \cdot \left(\frac{\sigma_t \cdot L_b}{E_b \cdot P} \right) \quad (49)$$

É possível compreender as forças através do ângulo de giro (θ) e o empenamento do parafuso além do resultado matemático. Os resultados das medidas reais podem confrontar o resultado. Cabe salientar que será necessário utilizar de condições atípicas previstas em norma, pois os ensaios extrapolam a condição das cargas máximas admissíveis no momento de plastificação do elemento segundo a norma ABNT (Eq.50), Fazendo com que os cdp's em análise estejam na zona de plastificação do material.

$$M_{p,b} = 0,8 \times 800 \times \frac{6^3}{6 \cdot 1000 \cdot 2} \cong 11,52 \text{ N.m} \quad (50)$$

4.3.9 Autobloqueio

O autobloqueio é resultado direto da ação do atrito existente sendo o deslocamento a cada passo do elemento de 0,2778mm. Estaticamente as forças: axial sobre o parafuso e porca (P), a normal ao fio ($P/\cos\alpha$), sobre o fio ($P/\sin\alpha$) e o atrito ($\leq N \cdot \mu$) deveriam ser suficientes para unificar o ensaio. E se aplicável as equações das relações de *Von Mises* ou *Tresca* representadas pelas Eqs. 25 influenciam diretamente na obtenção dos fatores combinados dos ensaios representados.

$$\tau = \frac{T}{J} \rho \quad \therefore F = \tau \cdot dA = \frac{T \cdot \rho}{\sum r^2} \quad (51a)$$

$$F_x = \frac{T \cdot \rho_y}{\sum r^2} \quad e \quad F_y = \frac{T \cdot \rho_x}{\sum r^2} \quad (51b)$$

Assim para o segundo dispositivo validam-se as fórmulas, enquanto a primeira parte da equação será nula devida a rigidez imposta ao elemento. Neste caso as parcelas correspondentes ao torque T_h não existirão.

O valor de T_f obtido em ensaio deverá ser condizente, afim de, garantir a união dos filetes e evitar o auto afrouxamento. Se for possível confirmar a teoria já existente

sobre o comportamento dos filetes será possível gerar um gráfico limitando o autobloqueio. Neste caso, a parcela de torque obtida de para o parafuso T_b será máxima para T_h nulo.

Os resultados dos ensaios permitirá verificar como o equipamento opera com $\varphi = 60^\circ$ e $\alpha = 30^\circ$, não permitindo adotar que todos os coeficientes de atrito sejam iguais a μ , a influencia no alongamento do elemento de fixação e no seu comprimento útil durante o fixação em ensaio, o real limite de resistência a tração, a área efetiva sob tensão, as tensões cisalhantes e o comprimento mínimo de engajamento do parafuso.

Assim, o ensaio deve prosseguir até o final sem que ocorram falhas, em se ocorrendo o rompimento esse não deverá acontecer na rosca externa ou interna, o comprimento deve ser suficiente para levar a carga total necessária para quebrar o parafuso e sem que as roscas sejam danificadas.

A teoria do plano inclinado sobre o parafuso aplicada sugere o torque de afrouxamento T_L abaixo (Eq.52):

$$T_L = F_V \cdot \left[\frac{d_p}{2} \cdot (-\tan \varphi + 1,155 \cdot \mu_f) + \frac{d_h}{2} \cdot \mu_h \right] \quad (52)$$

Como os coeficientes de atrito são alterados e compõem a os momentos esperados de torque são compostos pelo momento de torque do passo da rosca (T_p), do atrito no fio (T_f) e o atrito na cabeça do parafuso (T_h).

$$T_p = -F_V \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \tan \varphi = -F_V \cdot \frac{P}{2\pi} \quad (53a)$$

$$T_f = F_V \cdot \frac{d_p}{2} \cdot 1,155 \cdot \mu_f \quad (53b)$$

$$T_h = F_V \cdot \frac{d_h}{2} \cdot \mu_h \quad (53c)$$

Para coeficientes iguais de atrito nas roscas e sob a cabeça ($\mu_f = \mu_h = \mu$) e $\tan \varphi = P / (d_p \cdot \pi)$ obtém-se a seguinte equação:

$$T_L \approx F_V \cdot \left[-0,16 \cdot P + \mu \cdot \left(0,58 \cdot d_p + \frac{d_h}{2} \right) \right] \quad (54)$$

O diâmetro efetivo (d_h) do torque de atrito na cabeça do parafuso ou da porca base sofre influencia da força vertical (F_V) da pré-carga e só pode ser considerada independente quando nula e só pode ocorrer, se o coeficiente de atrito (μ) tende para zero (Eq.54).

Estudos já demonstraram que as uniões roscadas carregadas com esforços puramente axiais geram a perda do atrito entre as o movimento perpendicular das partes em relação ao eixo do parafuso gera um movimento relativo e as partes aparentemente não tem atrito.

$$M_L \approx -016 \cdot P \cdot F_V \quad (55)$$

Assim, pode-se obter o afrouxamento em função das forças de fixação e a deformação elástica de comprimento do elemento. Ao se apertar o parafuso a força aplicada (F_A) age na rosca impelindo a torção.

$$T_f \approx \frac{F_A}{2} \cdot (P + 1,155 \cdot \mu_G \cdot d_p) \quad (56)$$

Essa fórmula se aplica quando a fricção e pequeno ângulo de inclinação da rosca. Assim, o aperto será influenciado pelos coeficientes de atrito levando o parafuso a zona elástica ou plástica.

O afrouxamento será consequência direta do coeficiente de atrito, esse por sua vez: estático e dinâmico. Ao analisar a equação 54 tem a composição das equações 53 e pode-se equacionar o coeficiente de atrito da rosca do parafuso como sendo:

$$K_b = \frac{1}{2 \cdot d_b} \cdot \left(\frac{p}{\pi} + \mu_b \cdot d_p \cdot \sec \alpha' + \mu_f \cdot d_h \right) \quad (57a)$$

$$\sec \alpha' = \tan \alpha + \cos \beta \quad (57b)$$

Onde, $\alpha = 1/2$ do ângulo da rosca e $\beta = p / \pi \cdot d_{nom}$.

$$d_h = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{d_f^3 - d_r^3}{d_f^2 - d_r^2} \right) \quad (57c)$$

Os torques associados as superfícies de rolamento dos fios e da junta são:

$$T_f = \frac{F_f}{2} \cdot \left(\frac{p}{\pi} + \mu_b \cdot d_p \cdot \sec \alpha' \right) \quad (58a)$$

$$T_h = \frac{F_f}{2} \cdot \left(\mu_h \cdot \frac{d_f^3 - d_r^3}{d_f^2 - d_r^2} \right) \quad (58b)$$

O torque de aperto relacionado a produção de uma força no filete (F_f) é fornecida pela relação:

$$F_{fy} = \frac{\sigma_y \cdot A_p}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{2}{d_p} \cdot \left(\frac{p}{\pi} + \mu_b \cdot d_p \cdot \sec \alpha' \right) \right]^2}} \quad (59a)$$

Onde:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot A_f}{\pi}} \quad (59b)$$

Segundo as normas em vigor para o experimento deve-se medir o valor do torque fornecido entre 50 a 80% do rendimento do parafuso ou da carga de prova (essa última podendo ser o valor mínimo da carga de prova multiplicada pela área sob tensão do parafuso) obtendo assim, a média dos resultados. A força de aperto considerada como a soma do torque sob a cabeça, no fio e porca podendo-se obter o coeficiente de torque. A partir da tensão e torque medido obtém-se a força aplicada.

Para medir o coeficiente de atrito entre as roscas ou as superfícies dos fios em atividade, obter o torque de aperto total e a porção devido à linha ou superfície de rolamento atrito. Se há apenas aperto e o torque sobre as superfícies de apoio pode ser medido, em seguida, a diferença entre estas duas medidas podem ser tomadas como a o torque de aperto da rosca. Do mesmo modo, se apenas o momento de aperto e porção roscada torque são conhecidos, o torque devido ao rolamento dos fios entre si pode ser

tomada como sendo a diferença entre os torques de aperto conhecidos. Os coeficientes de atrito entre os segmentos e as superfícies de rolamento, respectivamente, podem ser obtidos a partir do seguinte:

$$\mu_f = \frac{2 \cdot T_f \cdot \cos \alpha'}{d_p \cdot F_f} - \cos \alpha' \tan \beta \quad (60a)$$

$$\mu_h = \frac{2 \cdot T_h}{d_h \cdot F_f} \quad (60b)$$

Assim a relação de torque para se obter a carga aplicada ao parafuso (P_b) é uma componente da força normal desenvolvida sobre a rosca logo o torque necessário para desenvolver a força axial será:

$$T_r = \frac{\tan \beta \cdot P_b \cdot d_p}{2} \quad (61)$$

Onde $\beta = L_A/\pi \cdot d_p$ obtido da Eq. 60 e através da componente normal perpendicular aos flancos da rosca é $\mu_f \cdot P_N$ ou $\mu_f \cdot P_B/\cos \alpha$, obtém-se a força aplicada para superar o atrito do fio:

$$T_f = \frac{\mu_f \cdot P_b \cdot d_p}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (62)$$

Como μ_f é uma relação entre porca e parafuso, supondo uma força intermediária aplicada no entre a força nominal do parafuso e a necessária para superar o atrito:

$$T_b = \frac{d_w + d_p}{4} \cdot \mu_w \cdot P_b \quad (63)$$

Resultando da soma dos torques:

$$T = P_b \cdot \left[\frac{p}{2\pi} + \frac{\mu_f \cdot d_p}{2 \cdot \cos \alpha} + \frac{(d_w + d_p) \cdot \mu_w}{4} \right] \quad (64)$$

Substituindo-se o passo na Eq. 64 temos:

$$T = P \cdot \left[\frac{p}{2\pi} + \frac{\mu_f \cdot d_p}{2 \cdot \cos \alpha} + \frac{(d_w + d_p) \cdot \mu_w}{4} \right] \cdot \frac{\theta \cdot F_{R,d}}{360^\circ} \quad (65)$$

A imprecisão de montagem (C_T) será fornecida por essa $T_{A,max} / T_{A,min}$ é a relação do aperto pré-carga alcançada em comparação com a pré-carga mínima necessária. Assim, durante a montagem, a força fornecida juntamente concurso momento:

$$T_A = T_f + T_h \quad (66)$$

O torque na rosca é influenciado pelo atrito do fio e o gradiente de distribuição de forças ao longo da geometria da rosca pelo seu mecanismo de funcionamento do plano inclinado (Eq. 66a):

$$T_f = T_A \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \tan \varphi \cdot \mu_f \quad (66a)$$

E para a cabeça ou porca o torque de atrito é calculado a partir de:

$$T_h = T_A \cdot \frac{d_h}{2} \cdot \tan \varphi \cdot \mu_h \quad (66b)$$

Se for efetivada a partir do torque de atrito (T_μ) é calculado a partir do torque fornecido ao elemento (T_b) e o medido no filete de rosca (T_f), conforme equação abaixo:

$$T_\mu = T_b - T_f \quad (66c)$$

O torque no filete é composto pelo atrito da rosca e sua relação com o passo que compõe a força sobre o elemento. O torque referente ao passo de rosca utilizado pode ser equacionado da seguinte maneira:

$$T_f = \frac{p \cdot F_{0,b}}{2\pi} \quad (67)$$

4.3.10 Resultados Analítico-matemáticos

As alterações no atrito ocorrem conforme Eqs. 38, 47 e 51 aplicadas a relação 28.

$$K_f = \frac{\mu_f \cdot d_p}{2 \cdot d_{nom} \cdot \cos \alpha} \therefore K_f = \frac{\mu_f \cdot 5,268}{2 \cdot 6 \cdot \cos 60^\circ} = 0,878 \cdot \mu_f \quad (68a)$$

$$K_h = \frac{\mu_h \cdot d_h}{2 \cdot d_{nom}} \therefore K_h = \frac{\mu_h \cdot 12}{2 \cdot 6} = \mu_h \quad (68b)$$

$$K_b = \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot d_{nom}} \therefore K_b = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 6} = 26,5258 \cdot 10^{-3} \quad (68c)$$

Em relação do torque e carga aplicada ao elemento, verificando cada área envolvida no atrito tem-se:

$$K_f = \frac{T_b \cdot 10^3}{P_0 \cdot 0,8780 \cdot 5,2680} \quad (69a)$$

$$K_h = \frac{T_b \cdot 10^3}{P_0 \cdot 10 \cdot 0,16} \quad (69b)$$

$$K_b = \frac{T_b \cdot 10^6}{P_0 \cdot 5,8840 \cdot 26,52258} \quad (69c)$$

$$K_r = \frac{4 \cdot T_b \cdot 10^3}{P_0 \cdot 111,1513 \cdot \pi} \quad (69d)$$

Assim para a equação 38 da equação 28 temos:

$$\mu_f = \frac{T_b}{d_b \cdot F \cdot 0,878} = \frac{T_b \cdot 1000}{5,268 \cdot F \cdot 0,878} \quad (70a)$$

$$\mu_h = \frac{T_h}{d_h \cdot F} = \frac{T_h \cdot 1000}{10 \cdot F} \quad (70b)$$

As alterações no atrito ocorrem conforme Eq. 34 aplicadas a relação do torque da pré-carga (Eq. 28), o torque na rosca é influenciado pelo atrito do fio e o gradiente de distribuição de forças ao longo da geometria da rosca pelo seu mecanismo de funcionamento do plano inclinado.

$$T_A = \frac{2 \cdot T_f}{d_p \cdot \mu_f \cdot \tan \varphi} = \frac{2 \cdot \mu_f \cdot d_p \cdot F}{d_p \cdot \mu_f \cdot \tan \varphi} = \frac{2 \cdot F}{\tan \varphi} \quad (71a)$$

$$T_A = \frac{2 \cdot T_h}{d_h \cdot \mu_h \cdot \tan \varphi} = \frac{2 \cdot \mu_h \cdot d_h \cdot F}{d_h \cdot \mu_h \cdot \tan \varphi} = \frac{2 \cdot F}{\tan 60^\circ} \text{ N.m} \quad (71b)$$

Ou seja, quaisquer valores superiores ao obtido acima colocam o material no limite de torque para a pré-carga alcançada. Outra equação que pode estabelecer comparativo entre os cálculos já efetuados são as relações 55 cujo enfoque é ao torque do passo da rosca em função única e exclusiva da utilização ou não de meios lubrificantes.

$$T_p = -F_V \cdot \frac{p}{2\pi} = \frac{-F_V \cdot 10^{-3}}{2\pi} \text{ N.m} \quad (72a)$$

$$T_f = F_V \cdot \frac{d_p}{2} \cdot 1,155 \cdot \mu_f = \frac{F_V \cdot 5,268 \cdot 1,155 \cdot \mu_f}{2 \cdot 1000} \text{ N.m} \quad (72b)$$

$$T_h = F_V \cdot \frac{d_h}{2} \cdot \mu_h = \frac{F_V \cdot 10 \cdot \mu_h}{2 \cdot 1000} \text{ N.m} \quad (72c)$$

capítulo 5

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

São apresentados nesse capítulo os resultados experimentais obtidos, os cálculos provenientes das informações coletadas, uma primeira análise dos resultados e sua correlação com a representação do problema exposto.

5.1 RESULTADOS DA PREPARAÇÃO

5.1.1 Limpeza das Amostras

A limpeza efetuada nos cdp's conforme subseção 4.2.1 não alterou o tratamento superficial de fosfatização e niquelação/galvanoplastia existente nos elementos de fixação em nenhum dos grupos.

5.1.2 Análise Dimensional

Todas as amostras tiveram sua análise dimensional em conformidade com os padrões estabelecidos, seguindo o procedimento adotado subseção 5.1.2.

A falha dimensional deveria ocorrer no raio de adoçamento do fio da rosca (vale), foi possível verificar que as condições de fabricação atendem as dimensões da norma e não houve alterações relacionáveis ou falhas detectáveis no padrão esperado.

5.1.3 Ensaio de Dureza *Vickers*

Neste caso tem-se o aço dentro da faixa de condições exigíveis pela norma.

Eram esperados os seguintes resultados entre os seguintes valores de variação de dureza *Vickers*: Classe 4.8 de 130 ~ 220 HV, Classe 8.8 de 250 ~ 320 HV e Classe 12.9 de 385 ~ 435 HV.

5.2 RESULTADOS ANALÍTICOS E DISCUSSÕES

Os resultados experimentais consideram que o cpd é *um elemento sólido que satisfaz as condições de equilíbrio no estado de tensões caracterizado de maneira geral uniforme, sem descontinuidades ou a ocorrência de alterações de propriedades do material na sua obtenção e capaz de reagir elasticamente às forças externas. Quaisquer falhas inerentes ao material são provenientes de uma distribuição equitativa e uniforme por toda sua micro-estrutura tornando os problemas por eles ocasionados não pontuais.*

Nestas condições o sólido sofre a ação de esforços externos controlados. Foram ensaiados individualmente seguindo o procedimento experimental e em cada sequência de ensaios os grupos tiveram seus dados analisados pela média aritmética de quatro elementos de cada grupo de conforme descrito na seção 4.2. Toda sequência de ensaios produziu uma grande quantidade de valores (ângulo de torque, carga, deformação e torque) produzidos no equipamento e registrados em planilhas eletrônicas.

Inicialmente, pode-se afirmar que os primeiros resultados obtidos experimentalmente comprovam o objetivo inicial desse estudo ao apresentar um método eficaz e fazer uso da atual tecnologia de máquinas que possuem movimentos por eixos independentes e controle computadorizado, na unificação de experimentos, ou seja, através de um único experimento combinado é possível obter dados suficientes para a análise dos efeitos ocasionados pela união de um ou mais experimentos.

O ensaio foi realizado em um só momento, porém sua análise contou com etapas distintas que convergiram a valores idênticos ou tão próximos dos normatizados, sendo possível de serem correlacionáveis.

No entanto, apesar da veracidade dos dados obtidos a distribuição dos esforços presentes contribuiu para uma ínfima diferença entre os resultados do ensaio e aqueles existentes. Esse erro é um resultado positivo e cuja contribuição ao final do estudo nos mostra que podemos desenvolver meios matemáticos de análise na aplicação e medição dos esforços combinados e auxiliar outros estudos que buscam compreender a tais relações e a perda de esforços aplicados.

5.2.1 Formas de Fixação

As variáveis envolvidas no processo de montagem por aparafusamento são muitas, bem como os recursos utilizados para este fim. Todo o ensaio, como já relatado, ocorreu a partir da imposição de uma pré-carga inicial compatível com a Carga de Prova do elemento colocando-o no limiar das regiões elástica e plástica. Nestas condições atribuindo o máximo torque correlacionado em norma.

Iniciando a verificação das falhas ocorridas quando superada a pré-carga tem-se a influência de um fato já correlato atribuído ao último fio de rosca próximo a cabeça de parafusos com forma geométrica não circular (Fig. 46).

Tal afirmação é verídica em se tratando apenas da condição de montagem inicial onde, o torque aplicado à porca se desenvolve sobre os filetes de rosca e o corpo do parafuso possui todo o comprimento entre partes para resistir aos esforços aplicados (Fig. 47); o que impõe a restrição que na condição de montagem convencional ao elemento de fixação que sofre tão somente a influência do torque aplicado à rosca do elemento.



Figura 46 – Último filete de rosca próximo à cabeça do parafuso.

Nesse contexto as normas em vigor consideraram quase sempre um coeficiente de atrito estático e constante. Estudos anteriores já levavam em consideração os fatores do elemento e união propriamente ditos como a deformação, relaxação e a variação (sobrecarga e dispersão) ou provenientes da vibração e esforços dinâmicos; fatores esses que não excluem a montagem ou falha de material.

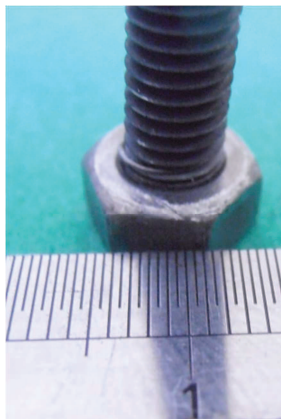


Figura 47 – Comportamento da interação da rosca porca, e parafuso.

Identifica-se neste ensaio que a pré-carga pode ser alterada por outros esforços externos, já que, é inexistente o material físico de partes a serem unidas ou juntas. Isso contribui para que de alguma maneira parte das tensões envolvidas, mesmo na forma de energia sejam redistribuídas tornando algumas áreas mais suscetíveis à falha.

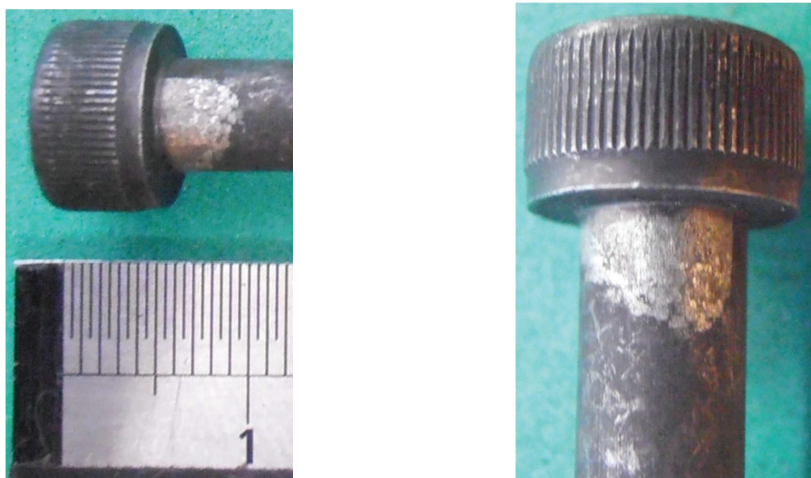


Figura 48 – Desgaste devido aos esforços laterais ao elemento de fixação quando impedido de empenamento.

A mobilidade do elemento torna-se imprescindível e a forma em que ocorre é por meio de um deslocamento do corpo sob a cabeça (Fig.48). Esse movimento pode ocorrer teoricamente em qualquer parte ao longo do corpo permitindo ao parafuso ou a seus componentes que se movam ou articulem-se. Tal mobilidade traz um desalinhamento em montagem (Fig. 23) levando ao empenamento e fazendo com que o parafuso aumente ou diminua a pré-carga existente. Na maioria das vezes a distribuição

de cargas resulta num sistema de cunha e não de balanço o que reduz a carga de compressão gerando uma menor interação de atrito.

Em resposta ao esforço de torque continuado o elemento, se rígido, deveria se comportar absorvendo as forças atuantes e redistribuindo as tensões no corpo, o que não acontece. Essa expectativa passa a ser um comportamento real no momento em que a rosca for impedida de manter seu movimento, neste momento já se encontra comprometido o conceito de fator de carregamento, já que os parâmetros analisados estão voltados tão somente ao efeito de plastificação.

Os resultados voltarão a resposta da força tendo apenas a área sob a cabeça com algum contato (Fig. 49), não fornecendo qualquer garantia para que uma determinada pré-carga influencie no seu comportamento, mesmo que exista tal possibilidade os valores serão muito superiores aos esperados para a união.

Para o nosso caso, essa não interferência é benéfica, já que desta forma resta apenas o coeficiente de atrito como influência no comportamento e análise do atrito sob a cabeça (K_h).

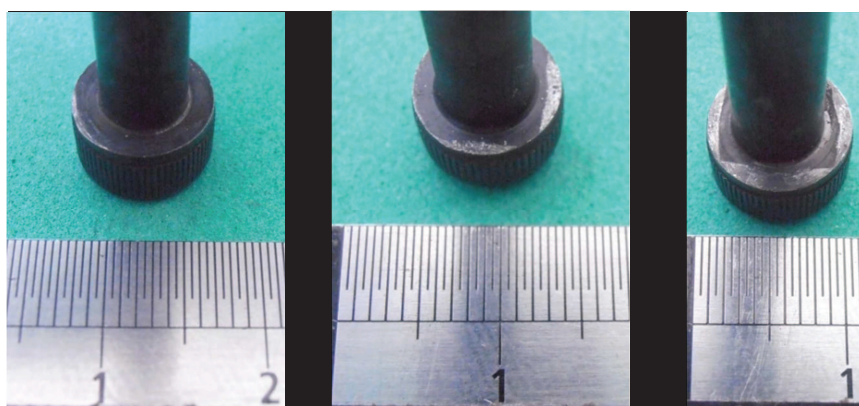


Figura 49 – Esforços sob a cabeça do elemento de fixação quando impedido de empenamento (a)carga de prova nominal (b) em dobro e (c) ao triplo.

5.2.2 Os Elementos de Fixação

Os elementos de fixação foram testados a fim de determinar a relação entre a pré-carga inicial e todos sem lubrificação num experimento cujo deslizamento entre porca e parafuso nos filetes da rosca permitiram avaliar as variações e o comportamento do sólido com o controle imposto no deslocamento fixo e em carga fixa, ambos gerados pela alteração do torque.

Os dois grupos de ensaios com pré-carga e carga de prova superior ao estabelecido nas normas atuais, deveriam, ao final da montagem do elemento independentemente da sequencia de ensaio fazer com que, parte da rosca do elemento internamente a porca onde ocorresse contato, a uma ruptura certa (Figs. 50 e 51).



Figura 50 – Falha de ruptura na rosca do elemento classe 4.8 ensaiado.

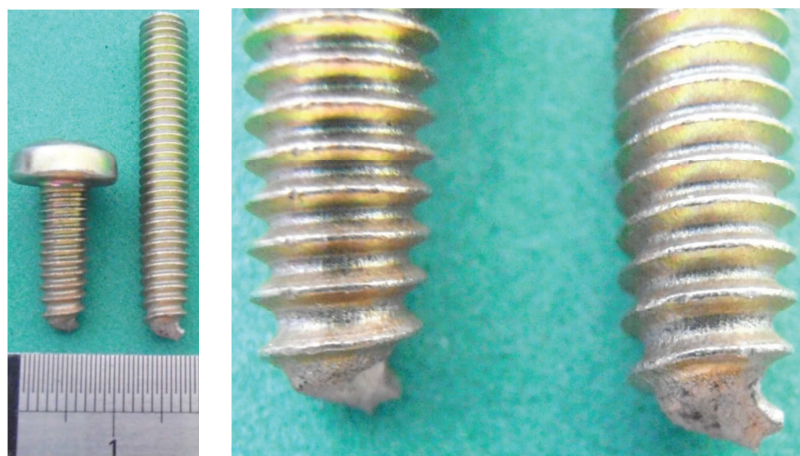


Figura 51 – Estrangulamento seguido de falha na rosca se comportando como entalhe.

No entanto o potencial a ruptura dos filetes do elemento foram subestimadas principalmente quanto ao seu comportamento, já que o atrito entre as partes aparafusadas seria inexistente pela falta de um elemento inserido entre as partes.

Esse acontecimento deixa claro que, mesmo tratados independentemente até o momento, a análise dos sólidos nas suas formas e conceituações converge para uma descrição física equacionável e de representação matematicamente possível, porém, ainda é difícil definir de que forma o material realmente se comporta até fratura ou falha do elemento. Para a análise dos ensaios, dos resultados obtidos e cálculos matemáticos alguns pontos são de extrema importância e identificados nas tabelas e gráficos abaixo.

5.2.3 Torque Aplicado e Ângulo de Aperto

As Figs. 52, 53 e 54 trazem a análise correspondente a Fig. 10 que demonstra a relação do Ângulo de aplicação do torque (°) *versus* o Torque aplicado (N.m) ao elemento de fixação de acordo com o que é preconizado em norma. Na forma de gráficos auxiliam na obtenção do coeficiente de elasticidade do material e principalmente no ângulo máximo de aperto do elemento.

Os pontos serão identificados da seguinte maneira: a codificação utilizada para o corpo de prova (Fig.42) atribuídos do ponto em análise.

Os pontos que não contém valores descritos são aqueles em que não foi possível sua obtenção ou se sobrepõe.

Os pontos atribuídos com a letra O se referem a pontos destoantes, condições sob análise e que fogem do comportamento esperado, assim, são informados como OBSERVADOS.

Tabela 4 – Principais pontos em análise da Fig. 52.

Cdp (-)	Ponto (-)	Condição (-)	Ângulo (°)	Torque (N.m)
S1D2P1C-01	1	(1) Relação Máxima em Regime Elástico	3,142	3,965
	2	(2) Relação Máxima em Regime Plástico	70,693	4,995
	3	(3) Relação Final de ensaio	96,126	4,848
S1D2P2C-02	1	(1)	3,185	5,508
	2	(2)	-	-
	3	(3)	95,841	6,851
S1D2P3C-03	1	(1)	3,854	5,201
	2	(2)	-	-
	3	(3)	96,423	6,574
S1D2P4C-04	1	(1)	3,390	5,759
	2	(2)	-	-
	3	(3)	96,132	9,485
S1D1P5C-16	1	(1)	2,558	3,817
	2	(2)	-	-
	3	(3)	99,342	4,305
	O1	Observado	26,333	3,659

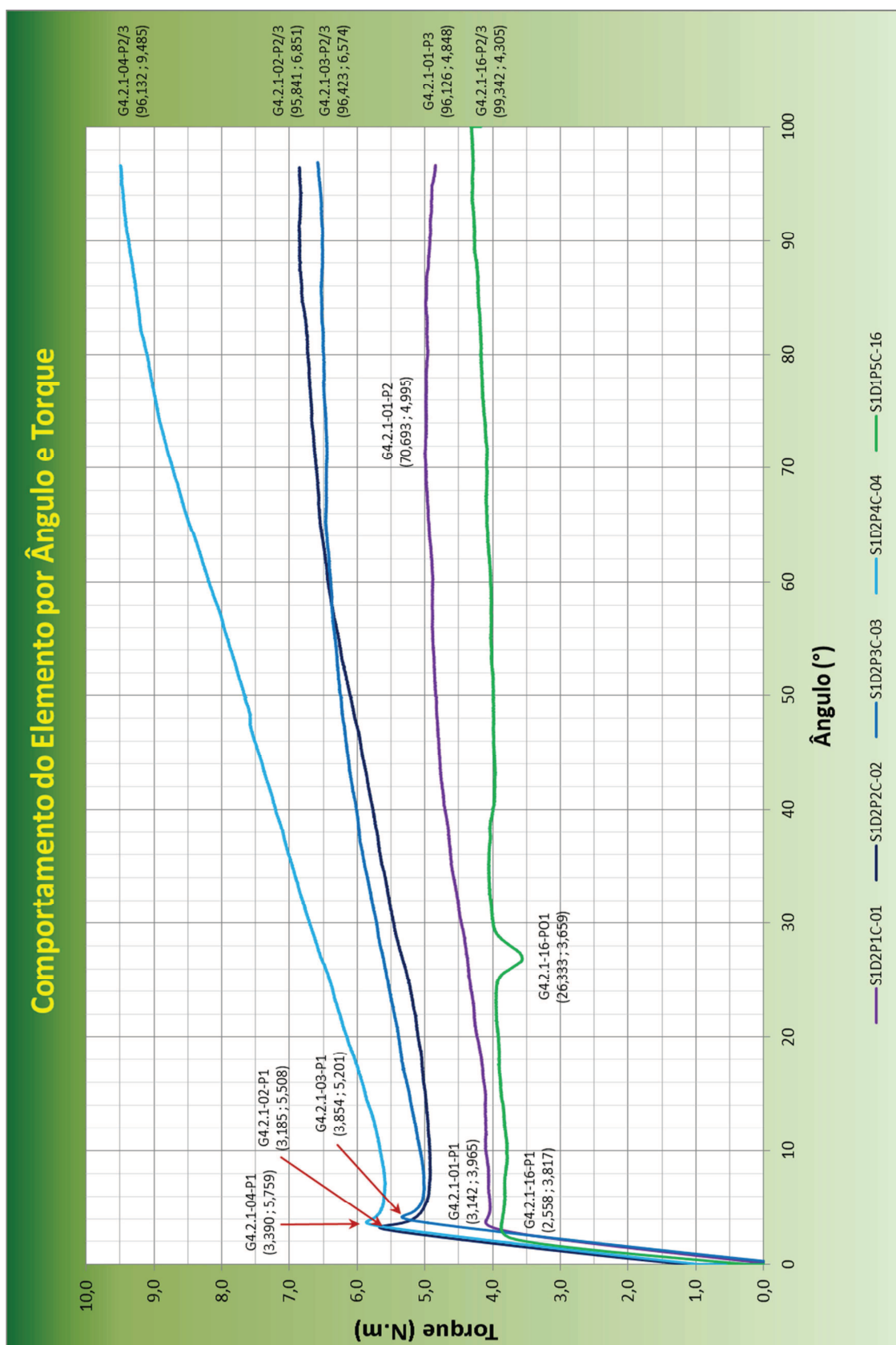


Figura 52 – Relação Ângulo (°) x Torque (N.m) para carga de Prova Nominal de 5,1kN.

Tabela 5 – Principais pontos em análise da Fig. 53.

Cdp (-)	Ponto (-)	Condição (-)	Ângulo (°)	Torque (N.m)
S2D2P1C-05	1	(1) Relação Máxima em Regime Elástico	8,447	7,531
	2	(2) Relação Máxima em Regime Plástico	-	-
	3	(3) Relação Final de ensaio	95,583	10,402
S2D2P2C-06	1	(1)	6,667	9,420
	2	(2)	-	-
	3	(3)	94,827	15,013
S2D2P3C-07	1	(1)	3,628	5,770
	2	(2)	-	-
	3	(3)	95,554	14,604
S2D2P4C-08	1	(1)	7,226	8,717
	2	(2)	-	-
	3	(3)	91,878	11,763
S2D1P6E-14	1	(1)	2,558	3,817
	2	(2)	-	-
	3	(3)	99,342	4,305
S2D1P5C-15	1	(1)	3,772	7,407
	2	(2)	-	-
	3	(3)	99,226	10,055
	O1	Observado	8,592	5,608
	O2	Observado	15,644	7,919

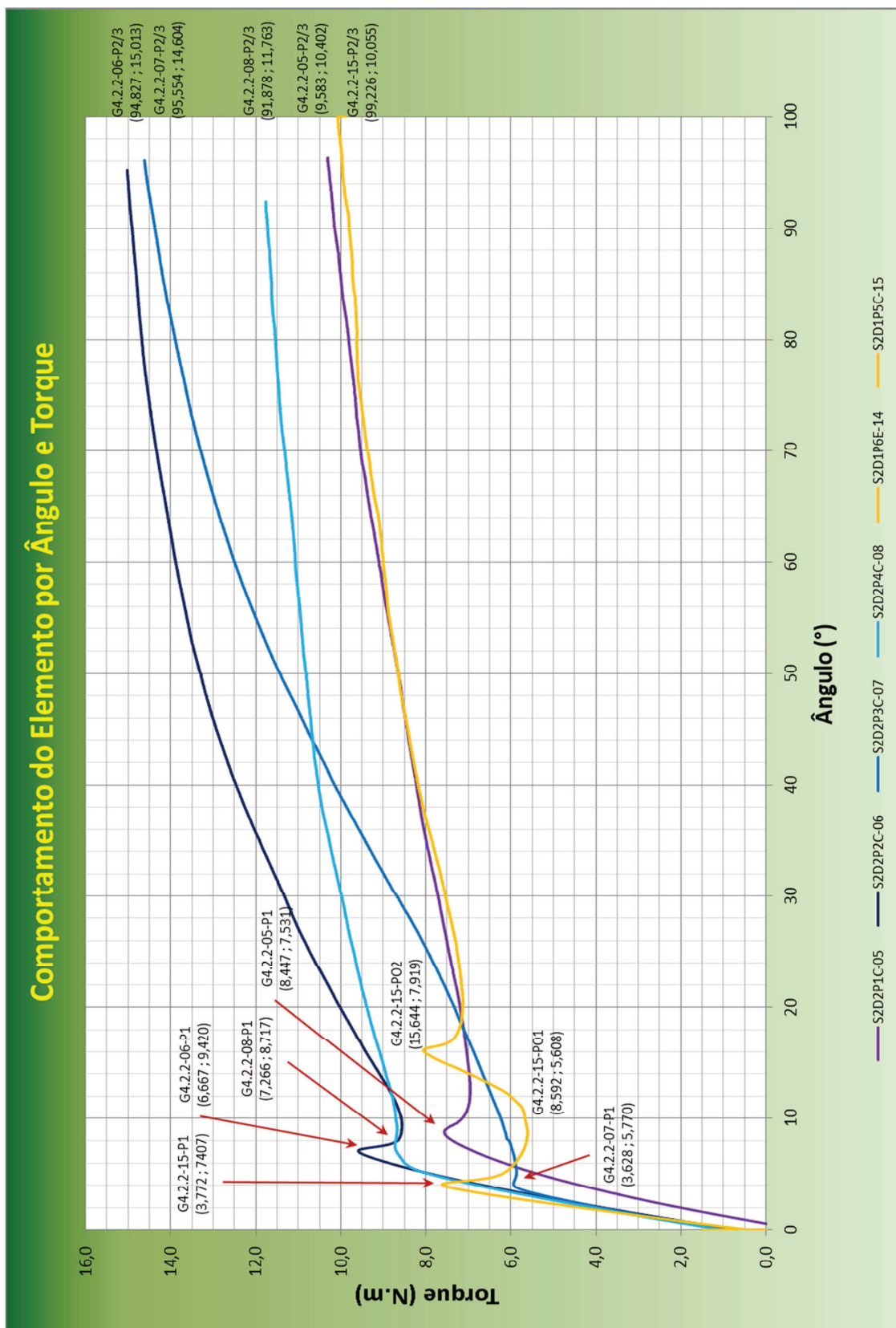


Figura 53 – Relação Ângulo (°) x Torque (N.m) para Carga de Prova Nominal de 10,2kN.

Tabela 6 – Principais pontos em análise da Fig. 54.

Cdp (-)	Ponto (-)	Condição (-)	Ângulo (°)	Torque (N.m)
S3D2P1C-09	1	(1)	7,276	7,503
	2	(2)	72,208	10,385
	3	(3)	91,138	9,373
S3D2P2C-10	1	(1)	8,607	9,910
	2	(2)	60,538	12,241
	3	(3)	79,600	11,398
S3D2P3C-11	1	(1)	5,200	8,925
	2	(2)	73,487	12,550
	3	(3)	90,554	11,839
S3D2P4C-12	1	(1)	-	-
	2	(2)	-	-
	3	(3)	68,778	11,819
S3D1P5C-13	1	(1)	-	-
	2	(2)	-	-
	3	(3)	14,778	11,819

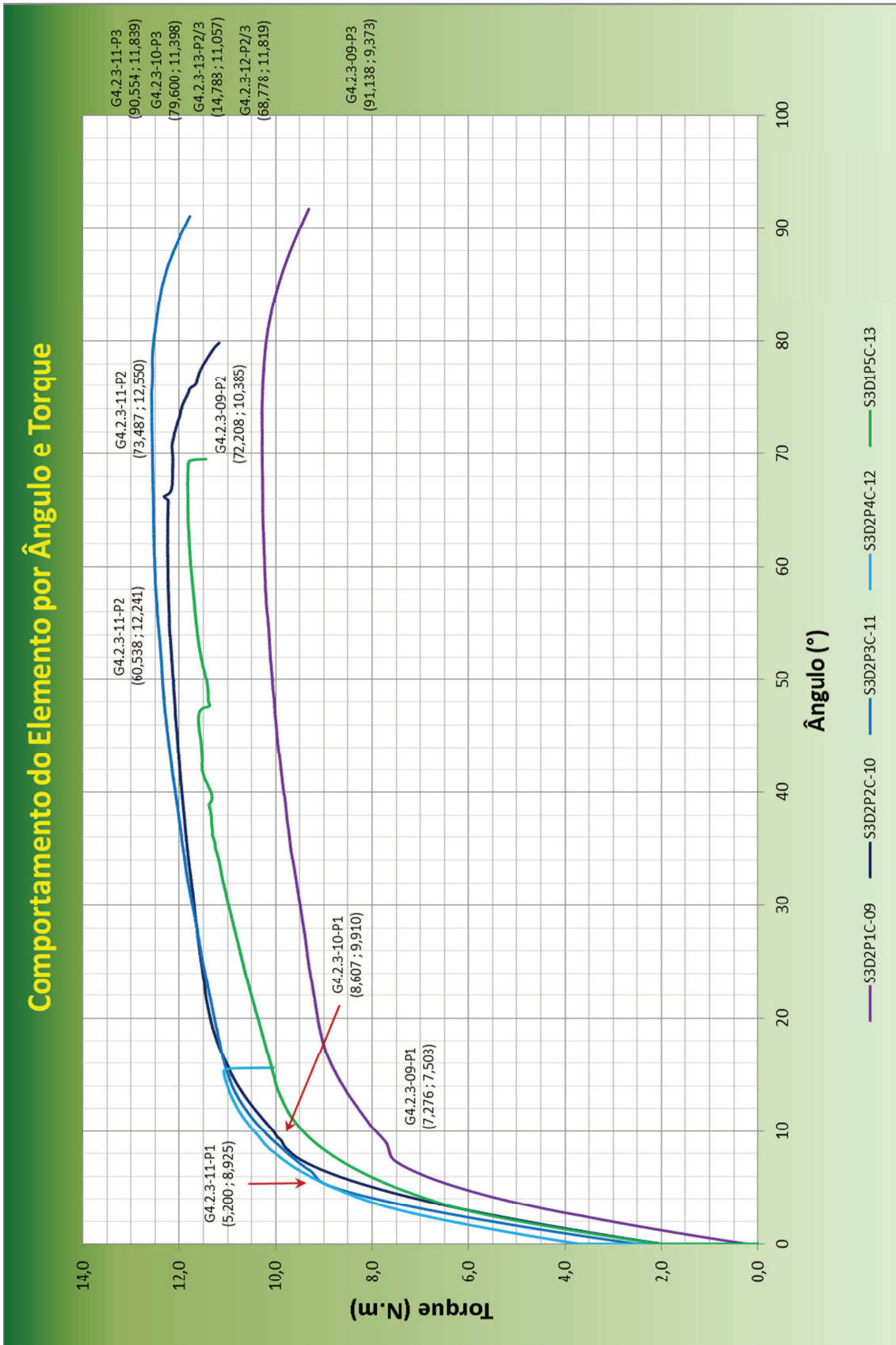


Gráfico 54 – Relação Ângulo (°) x Torque (N.m) para carga de Prova Nominal de 15,3kN.

5.2.4 Torque e Carga

A relação entre a Carga (kN) e Torque (N.m) aplicado ao elemento representam a condição de análise do parafuso no início da força resistiva ao torque que somente pode ser determinado no momento em que ocorre a linearidade do comportamento da rosca na região elástica, antes e após essa linearidade ocorre sempre uma acomodação para que o comportamento do elemento caminhe até atingir a máxima condição de trabalho.

Durante o início do espanamento deixam de existir correlações, afinal esse é o valor de máxima utilização do elemento já se encontra fora da zona de condição elástica e não suporta mais qualquer carga aplicada. Todo o torque passará a influenciar as demais partes e deixará de atribuir maiores resultados à união.

O torque máximo obtido nem sempre correlacionará uma linearidade com a carga máxima suportada. Essa correlação não é factível é apenas a diferença entre o torque aplicado e a resistência ao torque aplicado, ou seja, a força de atrito existente entre as partes móveis.

Essa diferença demonstra uma força contrária ao movimento de alongação o aparecimento do torque em diferença negativa sugere uma força resistente ao movimento em maior ou menor magnitude dependendo única e exclusivamente da pré-carga aplicada.

No momento em que é imposto ao elemento o torque sua capacidade de resistir aos esforços passa a ser testada em continuidade já que se encontra submetido a aplicação em velocidade constante. A capacidade máxima de carga suportada deve ser atingida, e as consequências na superação desses limites aparecem como empenamento, espanamento e deformações.

Devemos lembrar que quanto maior a pré-carga envolvida maior o torque dissipado.

5.2.5 Elongação e Carga Axial

As próximas Figs. 55, 56 e 57 trazem uma a análise da Elongação (%) *versus* Carga (kN) com consequências mais visíveis sendo essa a segunda análise gráfica mais importante para o ensaio com elementos mecânicos de fixação, conforme demonstrado na figura 13 e subsequentes.

O ponto identificado representa a condição de análise do parafuso na máxima elongação obtida e a respectiva carga já na região plástica e de deformação da rosca.

Tabela 7 – Principais pontos em análise da Fig. 55.

Cdp (-)	Ponto (-)	Condição (-)	Carga (kN)	Elongação (%)
S1D2P1C-01	1	(1)Máxima elongação obtida	7.661	1,301
S1D2P2C-02	1	(1)	8.914	0,811
S1D2P3C-03	1	(1)	3.667	1,012
S1D2P4C-04	1	(1)	7.927	1,431
S1D1P5C-16	1	(1)	4.053	0,921

Tabela 8 – Principais pontos em análise da Fig. 56.

Cdp (-)	Ponto (-)	Condição (-)	Carga (kN)	Elongação (%)
S2D2P1C-05	1	(1)Máxima elongação obtida	15.651	1,518
S2D2P2C-06	1	(1)	3.774	2,306
S2D2P3C-07	1	(1)	17.462	1,954
S2D2P4C-08	1	(1)	10.168	2,116
S2D1P6E-14	1	(1)	-	-
S2D1P5C-15	1	(1)	3.885	0,608

Tabela 9 – Principais pontos em análise da Fig. 57.

Cdp (-)	Ponto (-)	Condição (-)	Carga (kN)	Elongação (%)
S3D2P1C-09	1	(1)Máxima elongação obtida	4.645	2,652
S3D2P2C-10	1	(1)	8.321	3,629
S3D2P3C-11	1	(1)	7.000	4,000
S3D2P4C-12	1	(1)	-	-
S3D1P5C-13	1	(1)	-	-

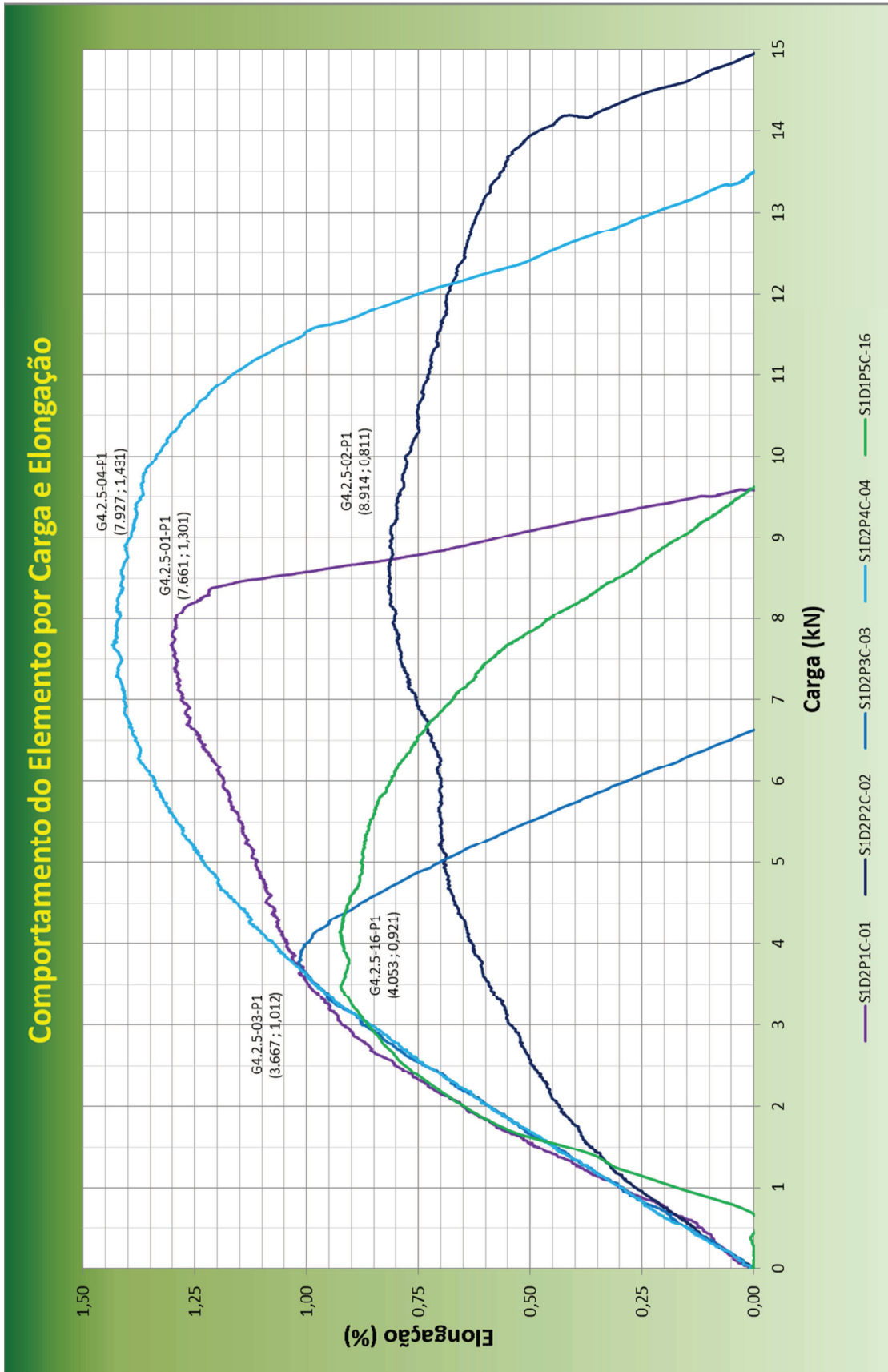


Figura 55 – Relação Elongação (%) x Carga (kN) com carga de Prova Nominal de 5,1kN.

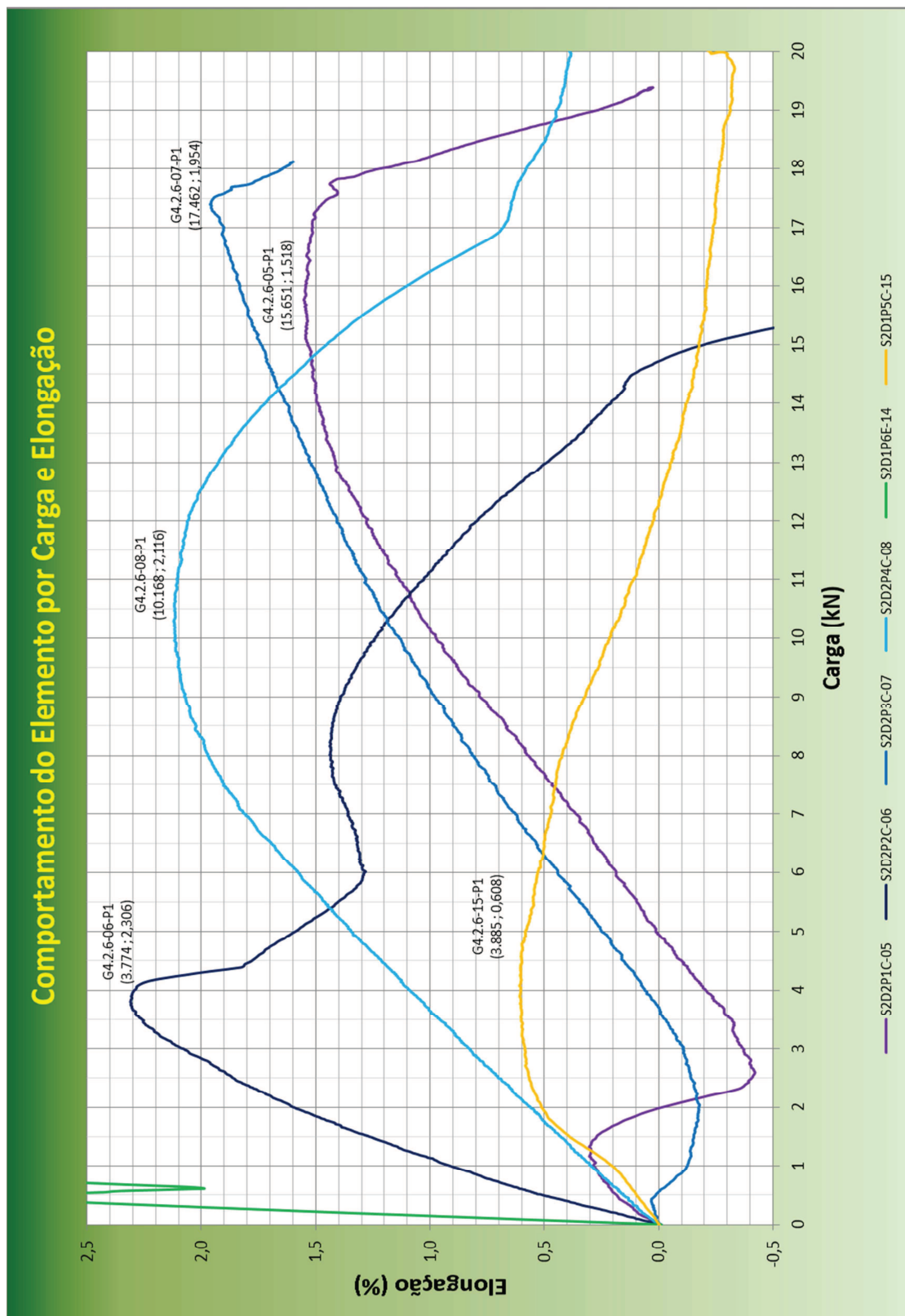


Figura 56 – Relação Elongação (%) x Carga (kN) com carga de Prova Nominal de 10,2kN.

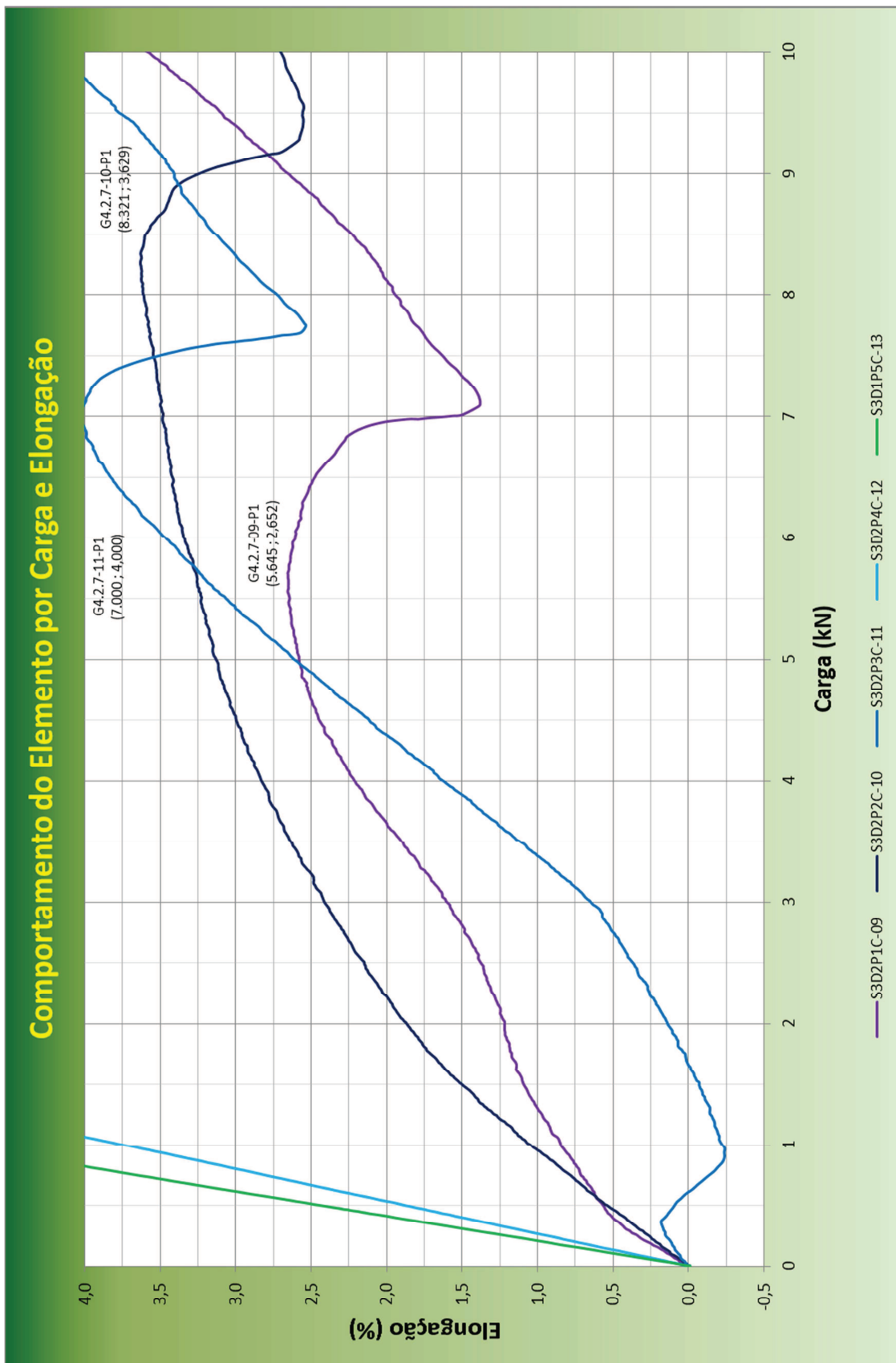


Figura 57 – Relação Elongação (%) x Carga (kN) com carga de Prova Nominal de 15,3kN.

5.2.6 Relação de Cargas

As relações de carga fornecida pelas Eqs. 30 combinam todos os esforços sofridos pelo elemento, essa correlação deve ser menor ou igual a 1,0 para que o parafuso cumpra o papel para o qual foi desempenhado.

Todos os elementos da terceira sequencia de ensaios deveria representar o comportamento conforme descrito pelas normas, no entanto, o comportamento é diferente ao referenciado havendo a necessidade de acomodação entre as partes. Essa acomodação pode ser medida pelo alongamento e permite durante a aplicação da carga uma maior capacidade de distribuição das cargas envolvidas fazendo com que os esforços sejam atenuados diminuindo a rigidez do elemento durante o aperto. Porém, em alguns casos ocorre a inexistência da faixa de acomodação nos elementos, tal como nos elementos S2D2P04C-08 Fig. 57 e S2D2P04C-08/S3D1P05C-13 Fig. 56.

Um maior alongamento ou um valor muito superior deve ser analisado com cautela, pois há muitos fatores que influenciam esse comportamento pode ser consequência da deformação da rosca, flexão ou descolamento da cabeça, do último filete de rosca, alterações dimensionais, etc. Ou seja, um grande alongamento pode reduzir drasticamente a capacidade de carga do elemento de fixação e não apenas uma acomodação aumentando em relação as demais a análise gráfica, como por exemplo, o alongamento do elemento S2D2P2C-06 Fig. 56; uma redução maior com na mesma proporção drástica de minimização da capacidade de carga do elemento de fixação.

O alongamento deve ser analisado com restrições e não se pode afirmar que um maior alongamento do elemento de fixação o torna mais eficaz quanto a capacidade de suportar as cargas envolvidas, para isso utiliza-se a correlação entre as cargas envolvidas conforme as Figs. 58, 59 e 60.

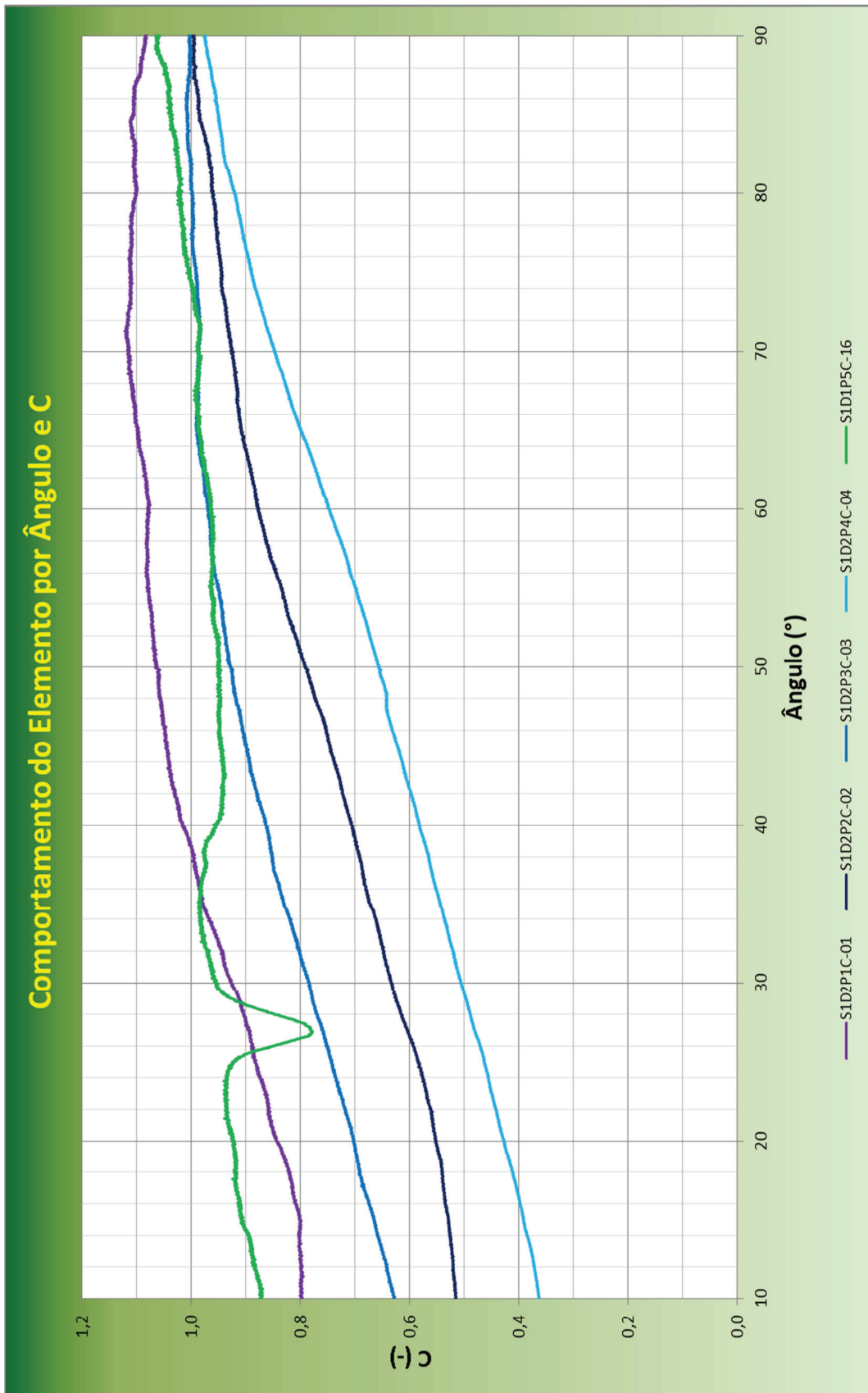


Figura 58 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Relação de Cargas C (-) para carga de Prova Nominal de 5,1kN.

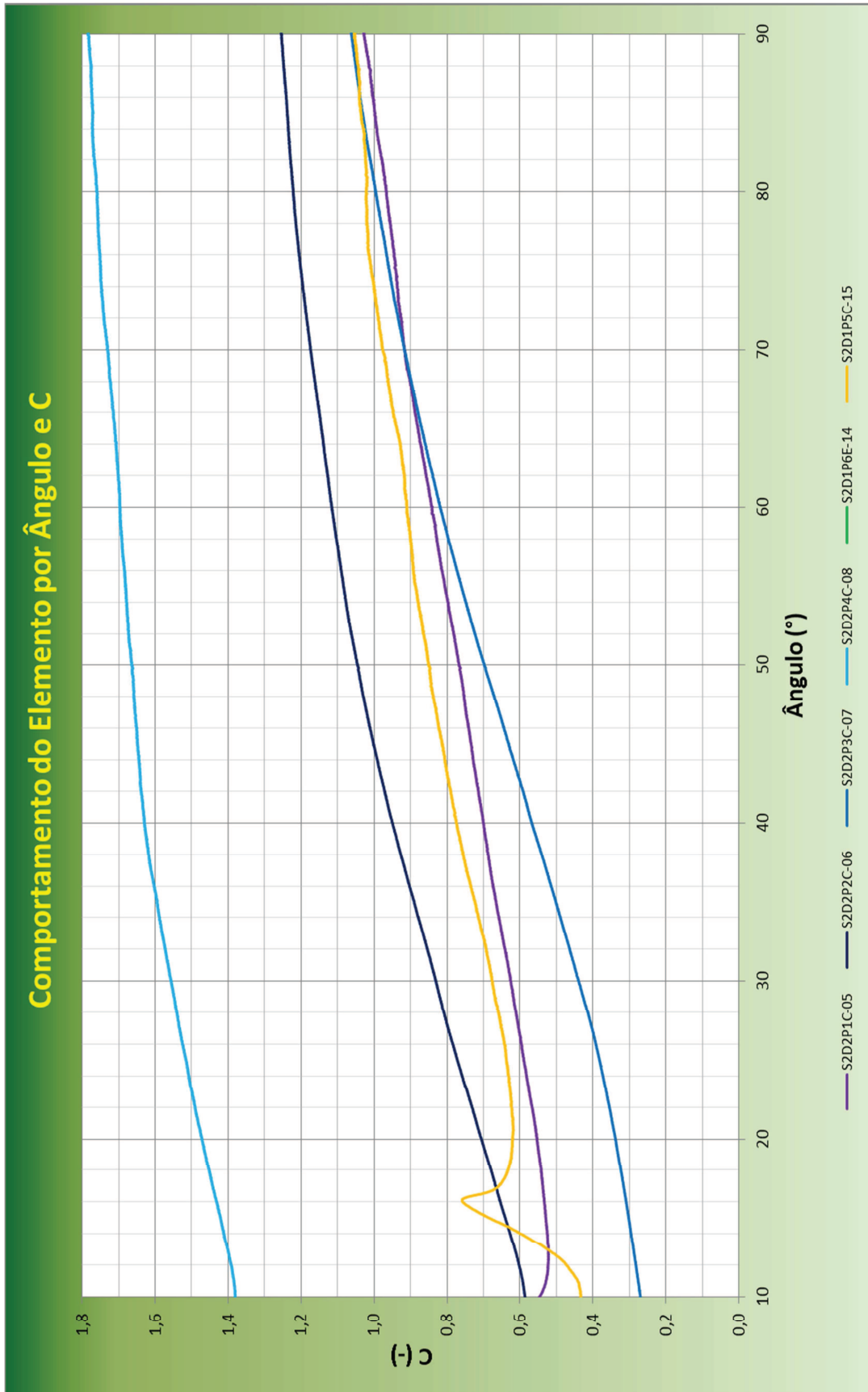


Fig. 59 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Relação de Cargas C (-) para carga de Prova Nominal de 10,2kN.

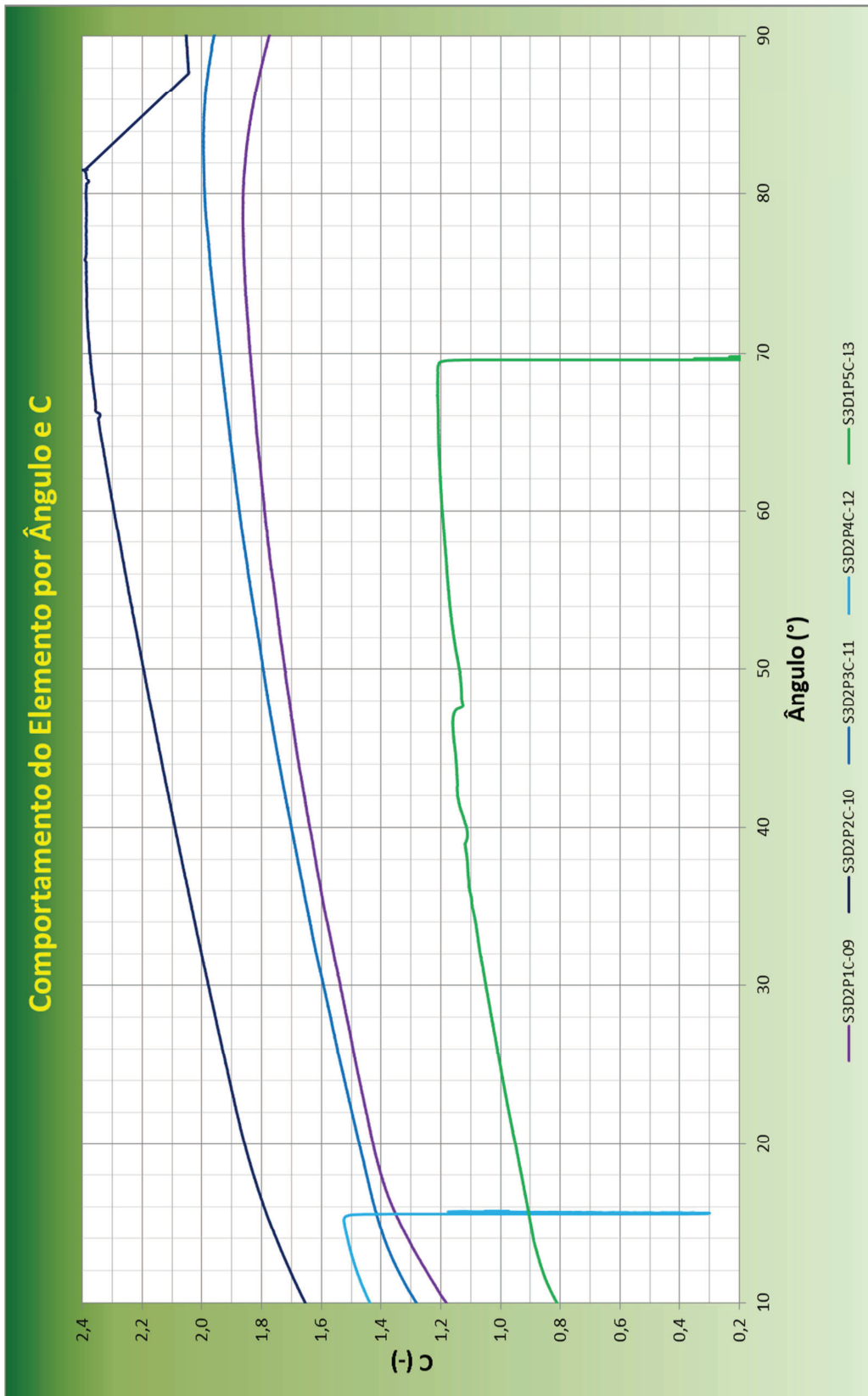


Fig. 60 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Relação de Cargas C (-) para carga de Prova Nominal de 15,3kN.

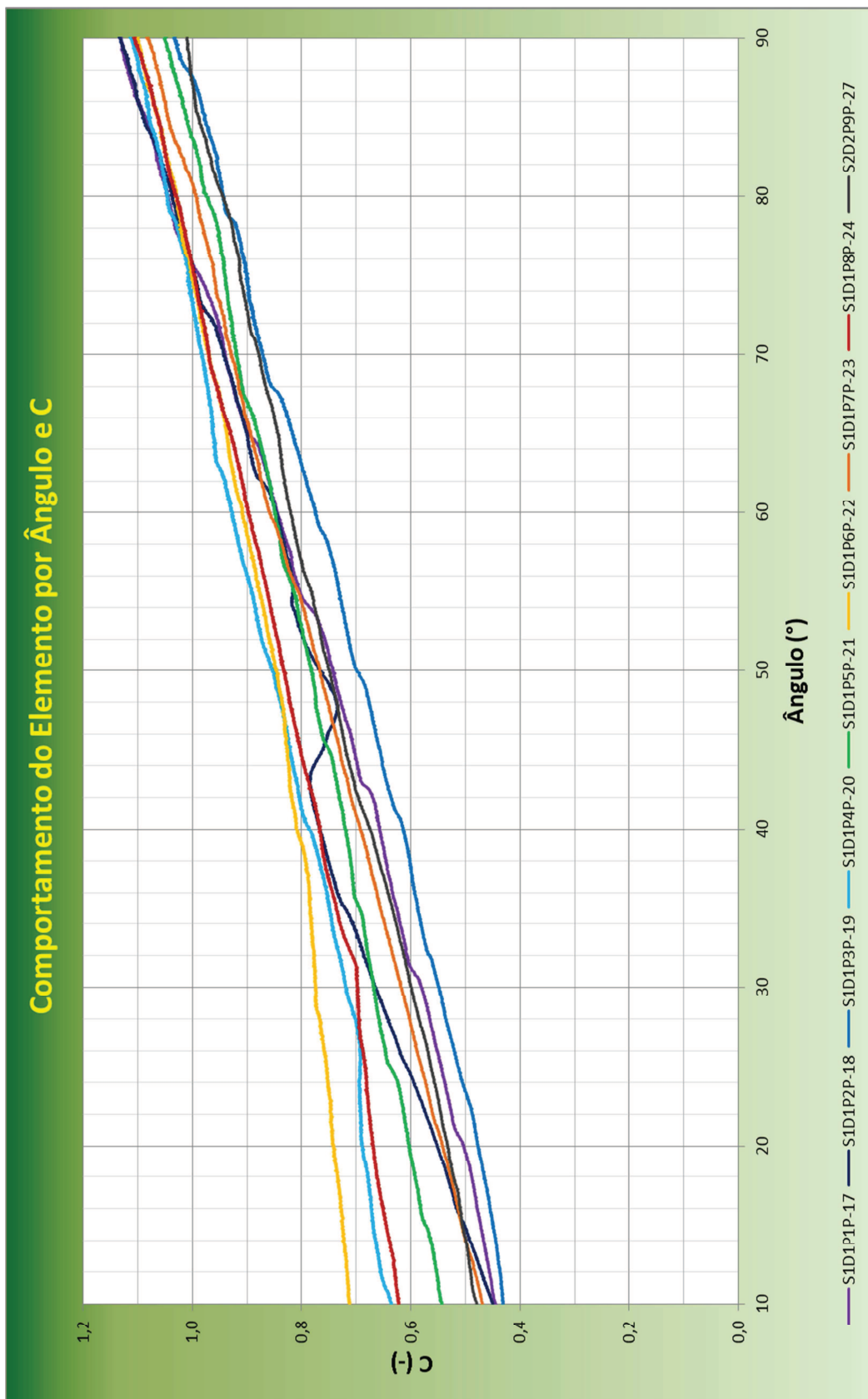


Figura 61 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Relação de Cargas C (-) para carga de Prova Nominal de 6,5kN.

No entanto, ao analisar o comportamento dentro da região elástica deveria ser possível estabelecer a maior rigidez do elemento de fixação, mas um aumento da rigidez pode provocar o ocultamento de uma determinada falha de montagem (alinhamento e acomodação). Isso ocorre, por exemplo, no elemento S1D1P2P-18 da Fig. 61 onde um comportamento não linear influencia na ideia de que a falha pode ser a mais benéfica para o comportamento geral da união.

Ao diminuir o comprimento livre do parafuso estabelecendo uma força de atrito maior na cabeça do elemento proveniente da pré-carga aplicada a porca promove um retardo da resposta do elemento, já que, a força atuante é primeiramente reduzida antes do início do torque. Esse retardamento na absorção e dissipação da energia no corpo do parafuso faz com que as condições de empenamento e espanamento sejam aumentadas pelo aumento da força vertical. Mas, tal relação não é condizente com o comportamento da rigidez Fig. 62 que oscila e faz com que o atrito de fixação se torne impeditivo ao movimento.

O comprimento “livre” diminuído age em sistema de travamento, pois permitirá a deformação da rosca, fazendo com que o parafuso não corresponda ao funcionamento e valores esperados. O parafuso nas condições de restrição devido ao movimento de deslocamento da porca passa a se comportar como uma barra circular de extremidade engastada sob torção pura.

Há, portanto resultados e consequências diretas da unificação dos ensaios, mas sem que ocorra uma mesclagem do resultado.

Esse comportamento mais complexo analisado pelo comportamento das cargas Fig. 62 e Tab. 10 permite afirmar que a zona de plasticidade promove um alongamento linear de fases distintas, igualmente ocorre na zona elástica em fixação tendo como pontos coincidentes o início ou final da aplicação da pré-carga estabelecendo uma a máxima carga e início de deformação da rosca.

Em se mantendo tal regularidade na distribuição de cargas dentro dos limites esperados (suportáveis), durante uma montagem o parafuso não é prejudicado pela rigidez e sim pela compensação da acomodação anterior a fase de aperto não permitindo que durante a pré-carga os esforços sejam distribuídos sem a acomodação anterior dos esforços diretamente nas partes que formam o conjunto, o que nos leva a condição de afrouxamento e reaperto possível a esse sistema de fixação.

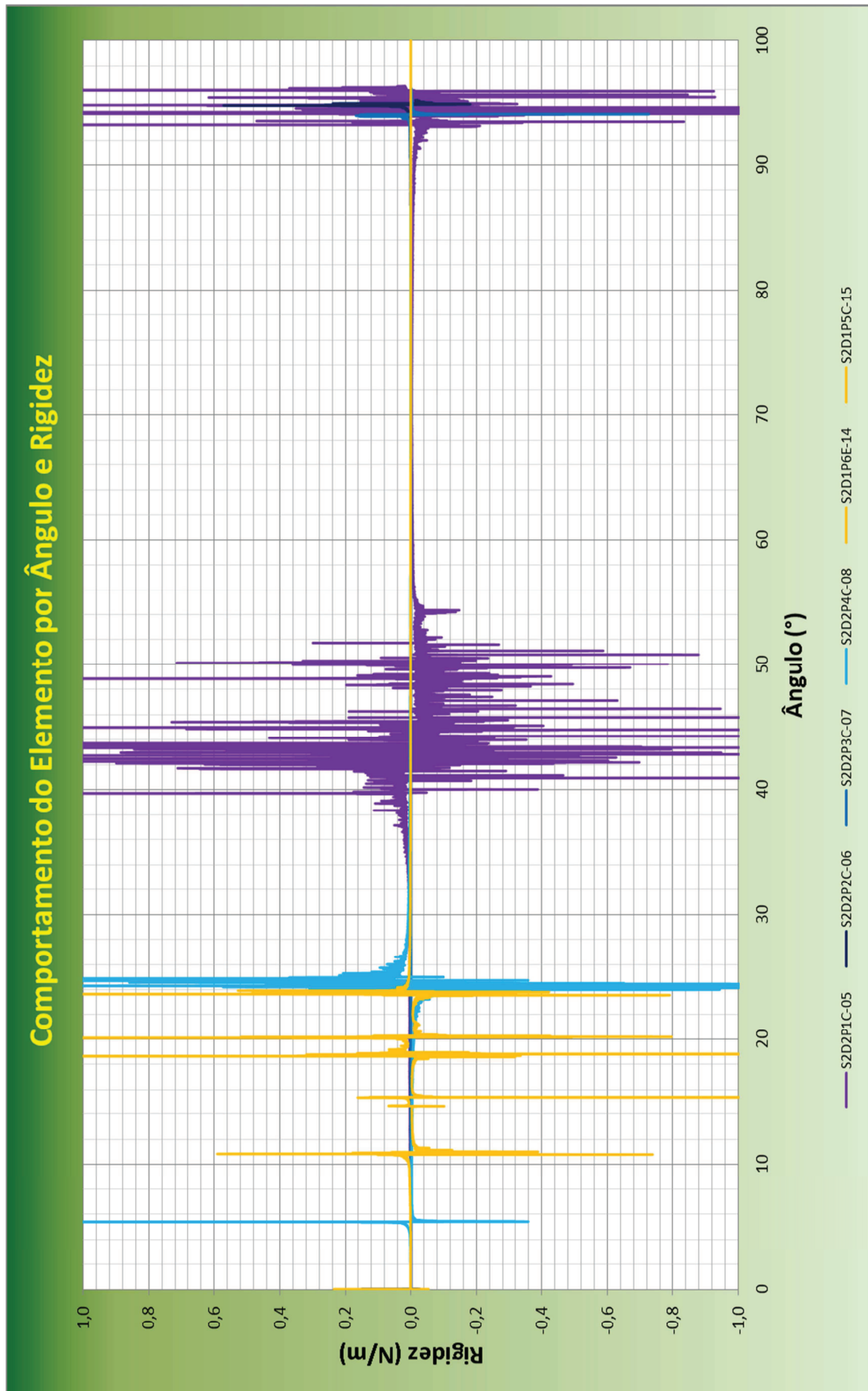


Fig. 62 – Rigidez dos elementos de fixação.

Tabela 10 – Coeficientes de máxima utilização dos elementos.

Cdp	C_T (-)	C_B (-)	C_Q (-)	C_i (-)
SS1D2P1C-01	0,74	-0,26	0,48	0,46
SS1D2P2C-02	1,15	0,15	0,65	2,13
SS1D2P3C-03	0,93	-0,07	0,63	1,13
SS1D2P4C-04	1,04	0,04	0,91	1,97
SS2D2P1C-05	1,48	0,48	1,03	4,93
SS2D2P2C-06	1,79	0,79	1,51	8,89
SS2D2P3C-07	1,57	0,57	1,43	6,61
SS2D2P4C-08	2,23	1,23	1,18	13,39
SS3D2P1C-09	2,30	1,30	1,03	14,00
SS3D2P2C-10	2,79	1,79	1,22	22,51
SS3D2P3C-11	2,38	1,38	1,25	15,77
SS3D2P4C-12	3,56	2,56	1,10	38,55
SS3D2P5C-13	2,80	1,80	1,15	22,48
PS2D1P6E-14	1,11	0,36	0,36	1,491
AS2D1P5C-15	1,02	0,25	0,32	1,205
AS1D1P5C-16	1,69	0,22	0,55	3,207
AS1D1P1P-17	1,87	-0,07	0,68	3,964
AS1D1P2P-18	1,88	-0,81	0,94	5,074
AS1D1P3P-19	1,09	-0,99	1,25	3,731
AS1D1P4P-20	1,05	-0,44	1,19	2,712
AS1D1P5P-21	1,99	-0,01	1,07	5,105
AS1D1P6P-22	2,56	0,11	1,13	7,842
AS1D1P7P-23	2,88	0,33	1,01	9,423
AS1D1P8P-24	2,99	0,98	1,29	11,565
ASFD1P1T-25	-	-	-	-
ASFD1P2T-26	-	-	-	-
SS2D2P9P-27	3,15	0,19	1,36	11,808
SS3D2P1P-28	2,65	0,17	1,32	8,794
SS3D2P2P-29	2,99	0,22	1,54	11,360
SS3D2P3P-30	2,80	0,35	1,55	10,365
SS3D2P4P-31	2,06	0,78	1,56	7,2856
SS3D2P5P-32	2,22	0,64	1,48	7,5284
SS3D2P6P-33	0,99	-0,01	0,66	1,416
SS3D2P7P-34	0,87	-0,22	0,79	1,429
SS3D2P8P-35	0,98	-0,40	0,62	1,505
AS3D2P9P-36	0,68	-0,31	0,64	0,968

Logo, podemos dizer que existe uma forma “acomodativa” e os esforços reagem aparentemente de maneira mais uniforme para o elemento do que para as demais partes que o compõem, entre as partes unidas e os esforços correlacionados. Parece uma necessidade intrínseca ao se utilizar a rosca. Se mantido tal entendimento é possível sugerir que o elemento não passa pela condição de trabalho mantém-se temporariamente sob uma acomodação e os esforços de sobrecarga são obtidos no limiar desse comportamento quando abruptamente o elemento já se encontra na região plástica.

A utilização do ensaio combinado para análise dos elementos de fixação representa de maneira geral o comportamento esperado pelas normas em vigor com os parâmetros apresentados convergindo para os resultados S2D2P1C-05, S2D2P3C-07, S3D2P1C-09, S3D2P2C-10 e S3D2P3C-11. Enquanto os demais fatos ocorridos nos demais elementos espanados ou empenados, principalmente no S2D2P2C-06 reforça o estudo.

5.2.7 Força Vertical e σ_y

A responsabilidade do empenamento e deformações está associada diretamente ao alinhamento durante a montagem e a força vertical.

A força mais importante, senão a mais relevante ao processo de aperto é a força vertical que surge no momento de aplicação do torque em função do ângulo do passo helicoidal que forma a rosca.

Essa força como já mencionada é muito pequena se comparado aos esforços que o parafuso está sujeito, mas seu valor irrisório não deve ser desprezado Figs. 63, 64, 65 e 66.

No entanto, cabe lembrar que essa força passa a demonstrar resultados em grandes proporções, visíveis a olho nu, iniciando coma a deformação da rosca e consequentemente levando o parafuso a falha, como veremos com mais detalhes nas subseções posteriores.

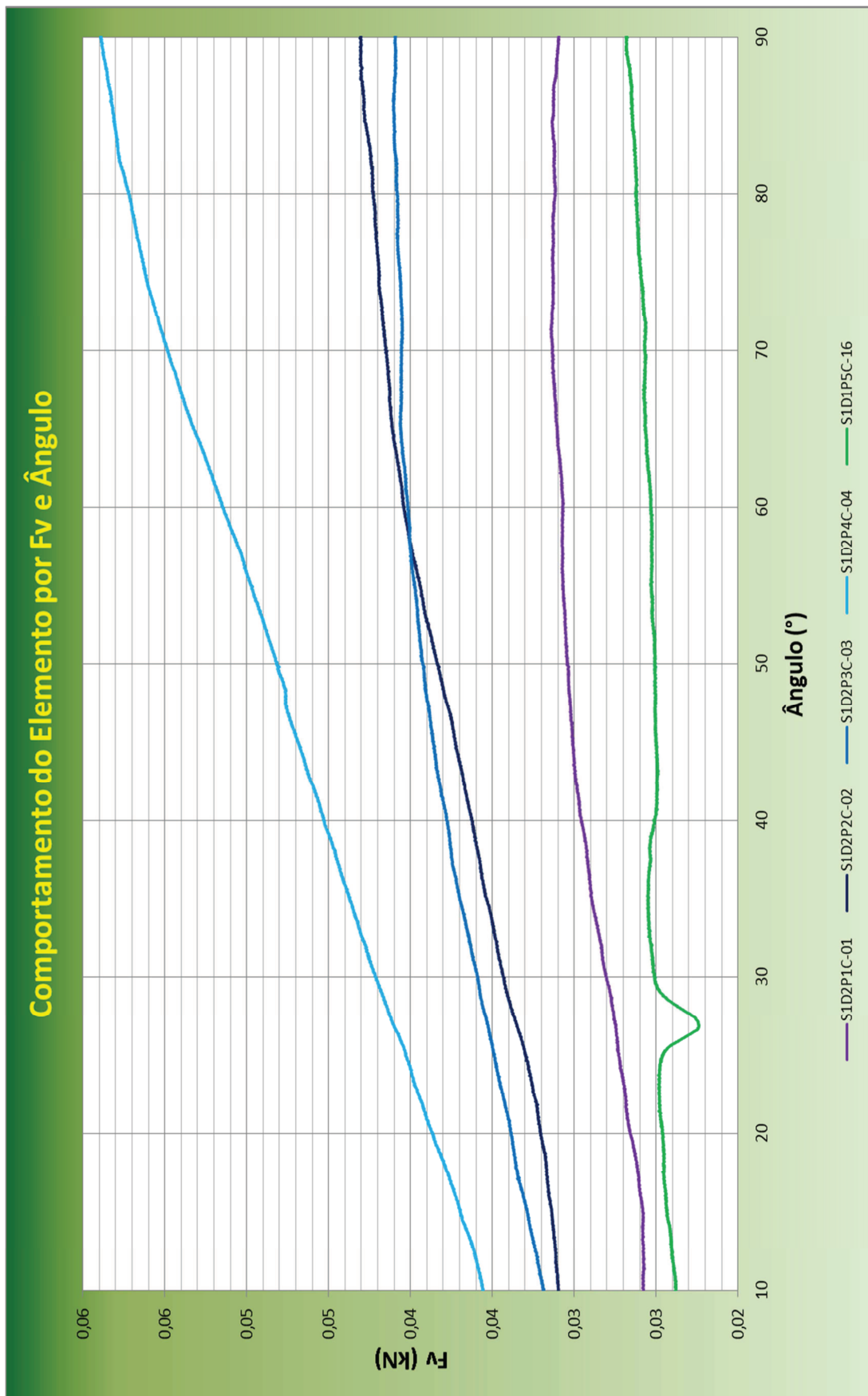


Figura 63 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Força Vertical devido a rosca F_v (kN) para carga de Prova Nominal de 5,1kN.

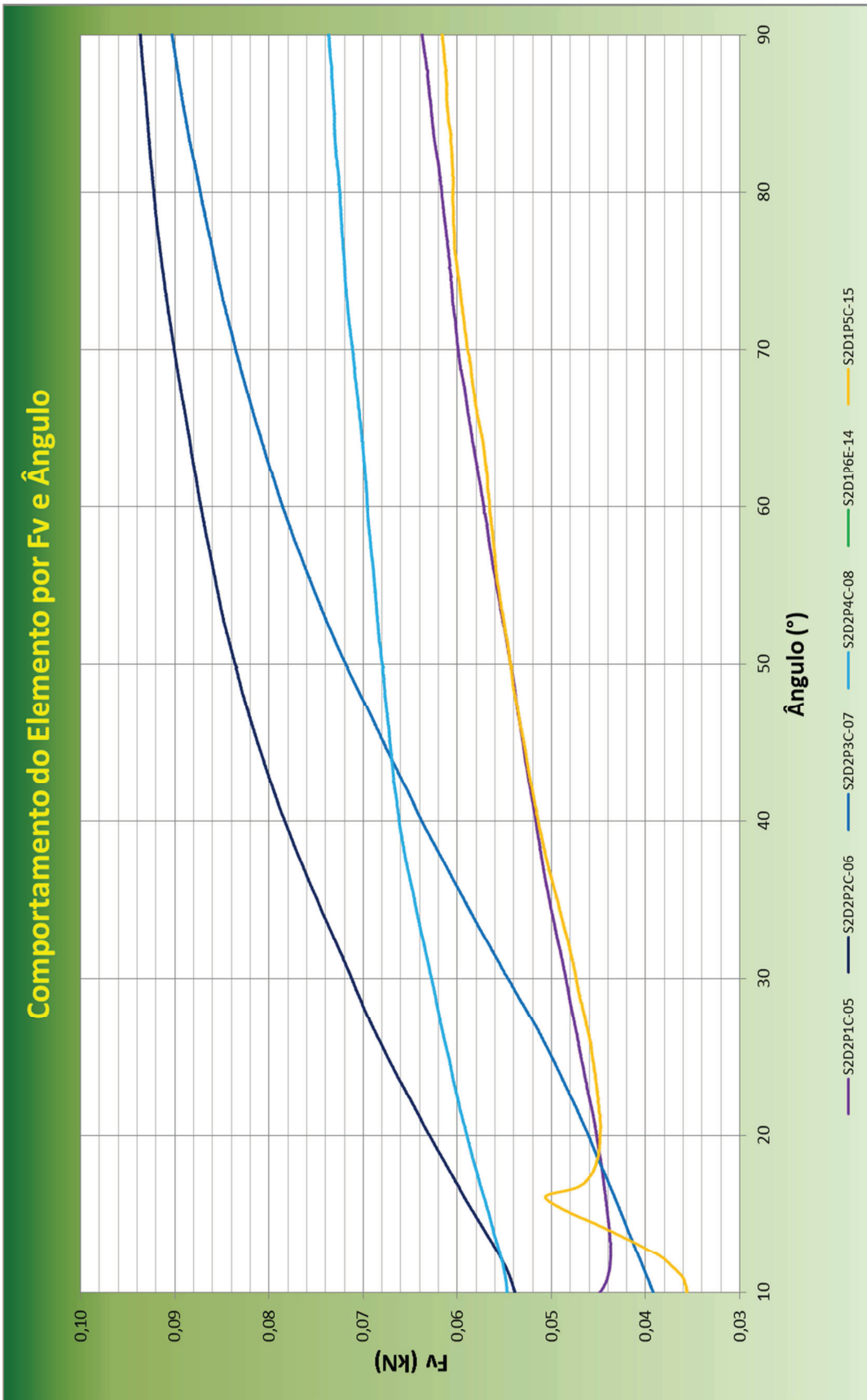


Figura 64 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Força Vertical devido a rosca F_V (kN) para carga de Prova Nominal de 10,2kN.

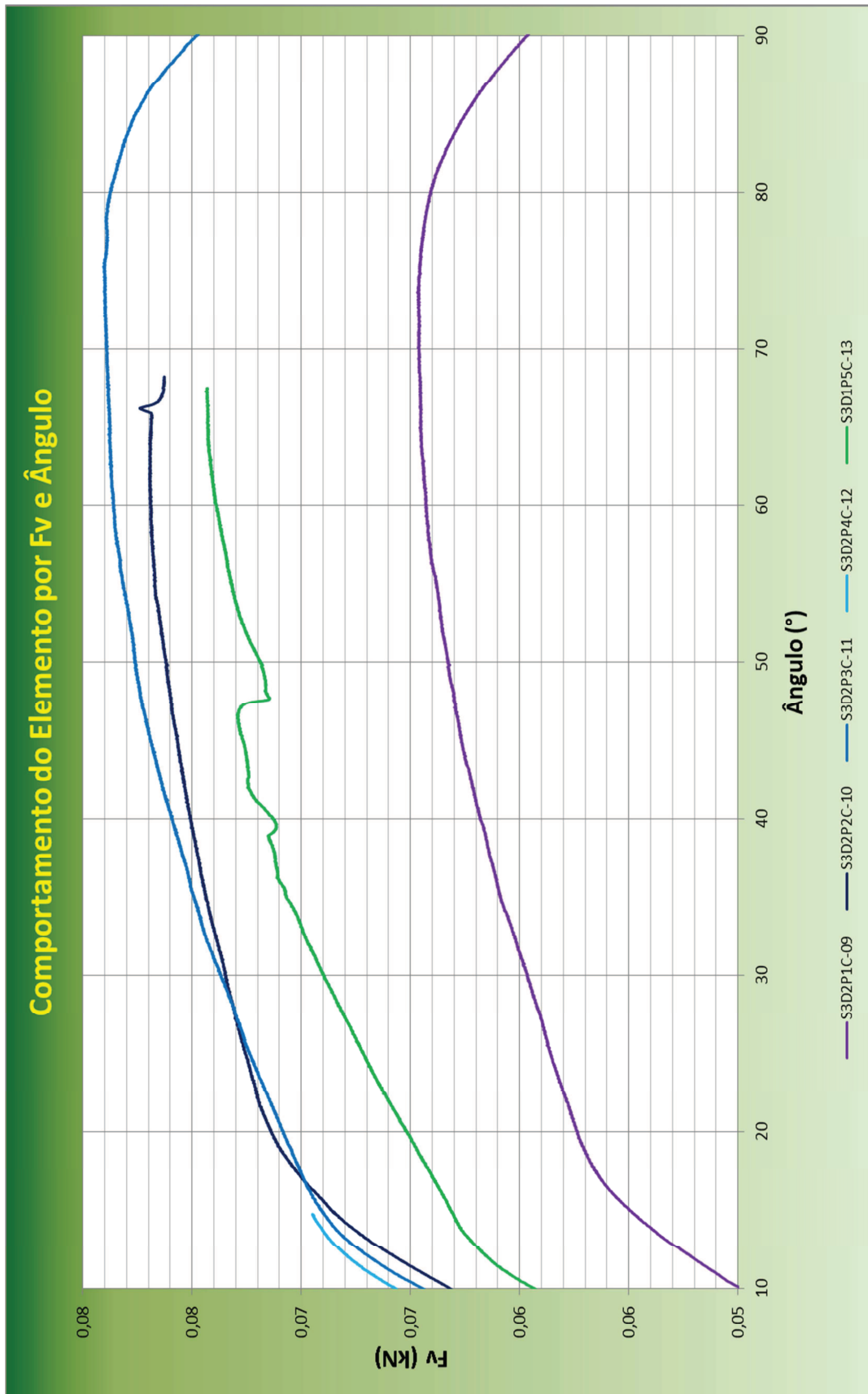


Figura 65 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Força Vertical devido a rosca F_v (kN) para carga de Prova Nominal de 15,3kN.

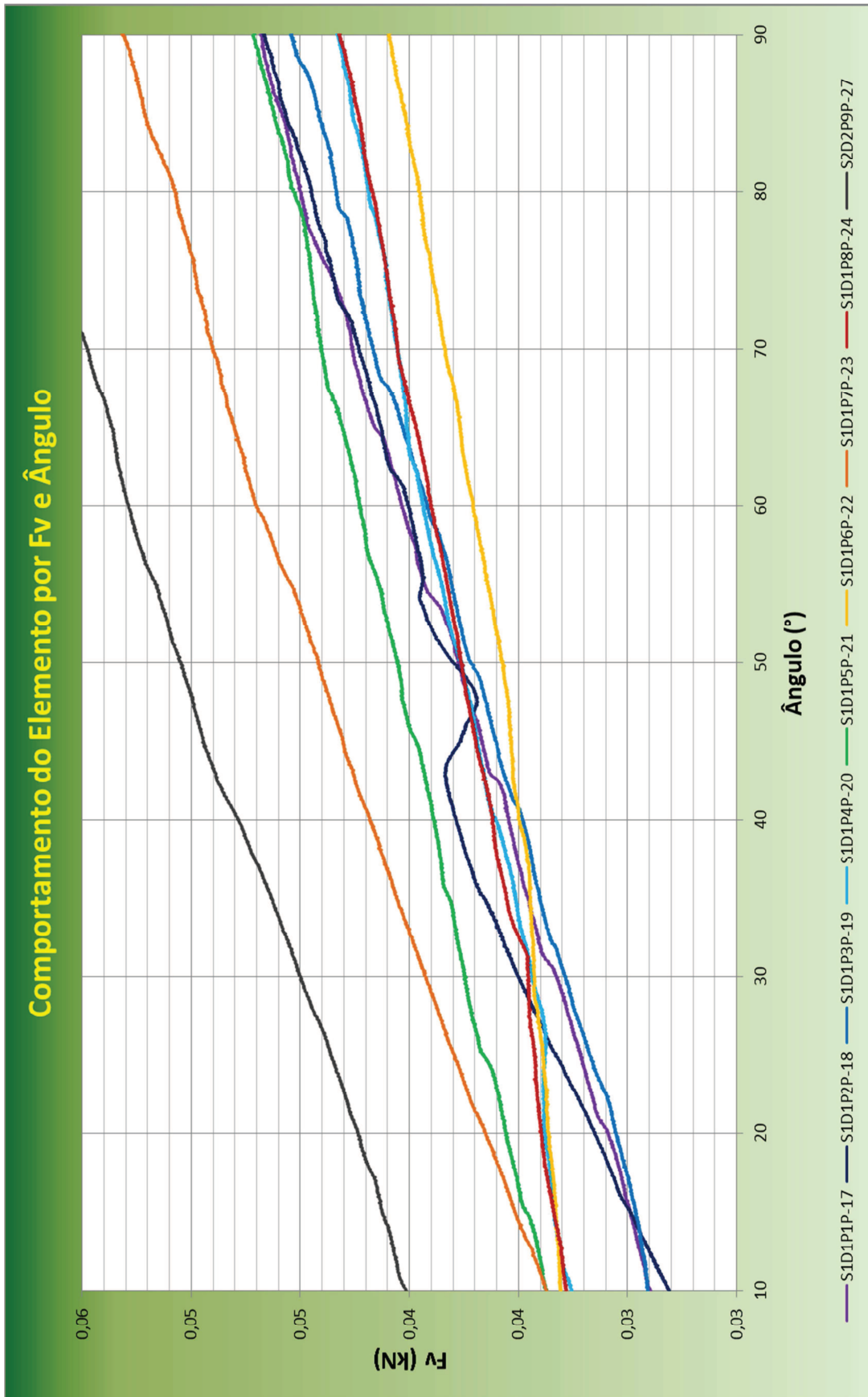


Figura 66 – Relação Ângulo de Aperto (°) x Força Vertical devido a rosca F_v (kN) para carga de Prova Nominal de 6,5kN.

5.2.8 Empenamento

Através da extremidade fixa e auxiliado pela atribuição de altos valores de ensaio em última instância muito superiores a carga de prova, tiveram como objetivo comprovar que na zona plástica mesmo sem ter atingido o momento de plastificação o parafuso tendo suas extremidades fixas passa a se comportar como um corpo sob torção diminuindo o atrito sob a cabeça.

E, tal efeito ocorre mesmo sem a restrição do movimento da cabeça do elemento (Figs. 67 e 68). Como o elemento já se encontra no momento de plastificação a interação da carga combinada tem apenas um plano de corte. Em vez dos fios para verificar esse dobramento ou flexão plástica há a deformidade da rosca, porém sem sofrer a ruptura durante o ensaio impossibilitando de atribuir apenas ao torque esse resultado.



Figura 67 – Empenamento com restrição de movimento da cabeça do elemento.

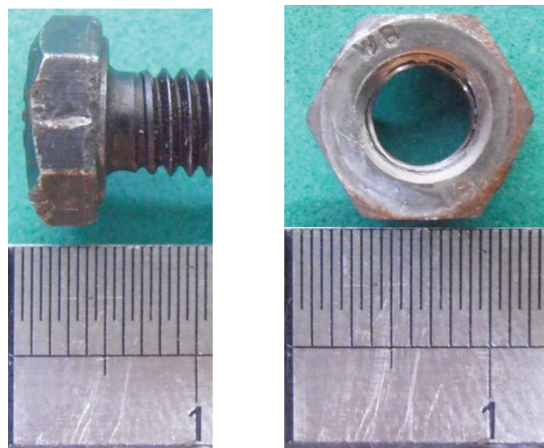


Figura 68 – (a) Cabeça do elemento forçado ao empenamento e (b) Efeito do empenamento na porca.

Para tentar comprovar esse parâmetro, buscou-se o ensaio com os elementos com o mínimo da cabeça possível no limiar do anel de distribuição de cargas abaixo da cabeça (Fig. 69). O elemento modificado permite analisar a maior influência da restrição do movimento da cabeça do elemento tornando-o menos suscetível ao afrouxamento, contudo mais propenso a se comportar como uma barra sob torção atingindo rapidamente o autobloqueio.

O segundo dispositivo de fixação permitiu atribuir ao parafuso um grau de liberdade na cabeça o que tornou o empenamento uma consequência esperada.

O empenamento do elemento de fixação (Fig. 70) revela que há o descolamento da cabeça do parafuso com certa deformidade nos filetes de rosca em trabalho (Fig. 71), mas não há o deslocamento por fricção da cabeça ou porca com relação ao suporte que define a junta (dispositivo de fixação) já que esses foram impedidos de se movimentarem “horizontalmente”, porém, possuem liberdade para o movimento de deslocamento em deformidade (Fig. 72) “verticalmente”.

A resistência final do componente de fixação não é dependente da pré-carga e atrito uma vez que o parafuso começa a ceder sob a combinação da primeira e o torque aplicado, o cisalhamento tem uma maior correlação e importância no cálculo da capacidade máxima do elemento de fixação no plano da rosca.

Como a fixação é simultânea, bem como a aplicação de esforço por meio de torque a tração já aplicada; as cargas de cisalhamento permitem uma interação combinada resultando na flexão do elemento seguido do espanamento. Assim, o segundo dispositivo é falho por não permitir a fixar o grau de liberdade da cabeça do parafuso quando do comportamento como uma barra de torção simples, porém, válido para a análise do empenamento.

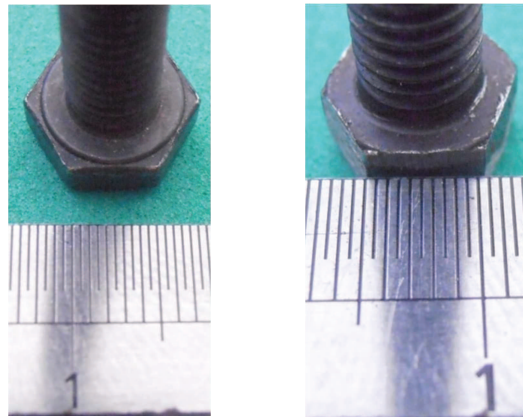


Figura 69 – (a) Elemento com o anel de distribuição de carga e (b) Elemento com a cabeça reduzida ao limite do anel.



Figura 70 – Corpo de prova do segundo dispositivo para análise do empenamento.



Figura 71 – Deformidade da rosca ao empenamento livre.



Figura 72 – (1) Puncionamento da porca, restrição de movimento e demais deslocamentos do punção em relação ao empenamento.

5.2.9 Deformação da Rosca e Espanamento

A flexão induzida pelo cisalhamento são menores visto a capacidade do corpo do parafuso de suportar ao corte é maior quando tratado como um corpo em torção pela área fornecida pelo diâmetro nominal. Mas se ao analisarmos pelo menor diâmetro, o da rosca, o coeficiente de atrito para a análise conjunta de deslizamento deve ser maior que 0,20 para superfícies não-lubrificadas e não 0,15 como indicado pelas normas em vigor, apesar de não ocorrer uma linearidade no comportamento.

O que chama a atenção é que a amplitude tão baixa da força vertical de pode ser capaz de superar a pré-carga restringindo quando tratada sob a rosca e não ao corpo do elemento. Assim, o conhecimento do real comportamento do parafuso é suprimido pela norma e a pré-carga devidamente aplicada simplesmente deve ser suficientemente capaz de suportar qualquer tipo de ação de um esforço e a possibilidade de representação real do comportamento do elemento.

Verifica-se que isso não é possível, o que se pôde demonstrar ao utilizar os parafusos classe 4.6 com uma pré-carga de 90% da tensão de escoamento é possível ter um bom comportamento do parafuso. As influências ocorrem nas mesmas condições de trabalho anteriormente sujeitas desde que não levados em consideração o a influência da da rosca sobre o comportamento do elemento.

A primeira possibilidade é passível de análise nos gráficos da relação Ângulo (°) *versus* Torque (N.m) que demonstram a influência direta da pré-carga aplicada. No experimento a carga inicialmente fornecida não é dependente do movimento da porca no elemento, o que possibilita colocar o elemento na condição elástica ou plástica de trabalho, mas para todos os elementos a condição de trabalho na região plástica foi atingida. É estranho afirmar, mas o elemento de fixação mecânica com as piores características e parcialmente fora das normas aplicadas leva ao caminho para entendimento desse fenômeno.

No entanto, a atual tecnologia pode conjugar esforços, mas ainda nos encontramos impossibilitados de representar os esforços externos aleatórios e randômicos em laboratório, ou descrever fielmente as condições naturais.

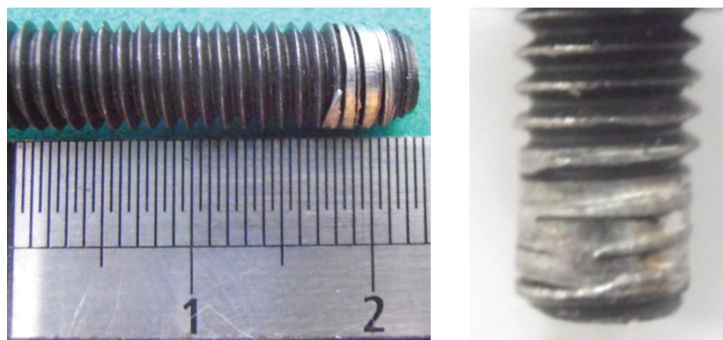


Figura 73 – Espanamento da rosca.

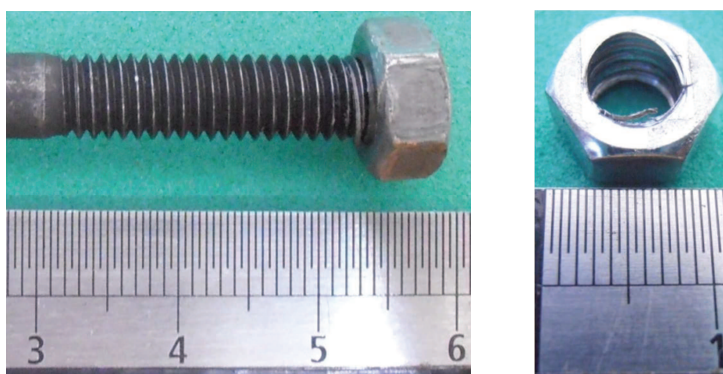


Figura 74 – Espanamento da porca.



Figura 75 – Deformação da rosca na zona de plasticidade.

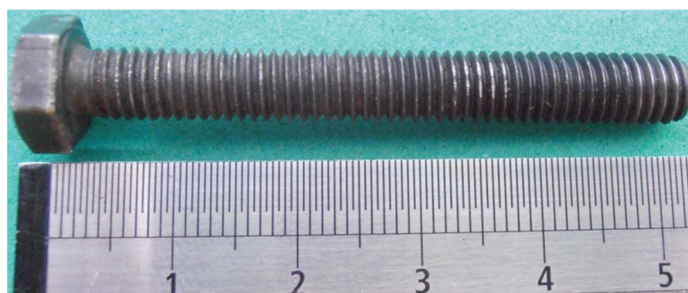


Figura 76 – Deformação do último filete de rosca próximo à cabeça.

5.2.10 Autobloqueio

Como visto a grandeza adimensional de autobloqueio está diretamente ligada ao fator de atrito, assim, é passível desconsiderar os elementos que apresentam valores superiores.

Como o objetivo é validar a utilização de ensaios combinados vale lembrar que falhas caracterizadas não são significativas ao experimento e que a cada 72° para um passo de rosca (1/5) é completada uma volta do filete de rosca, ou seja para pouco mais de 14° de ângulo de aperto tem-se um filete sendo movimentado para dentro e para fora da rosca porca parafuso.

Em nosso caso o autobloqueio deve ocorrer em torno de 0,250 do passo do elemento sem restrições, enquanto seu início se dá segundo o comportamento das cargas envolvidas como verificado na relação de cargas da subseção 5.2.6 demonstrado nas figuras 77, 78, 79 e 80 abaixo.

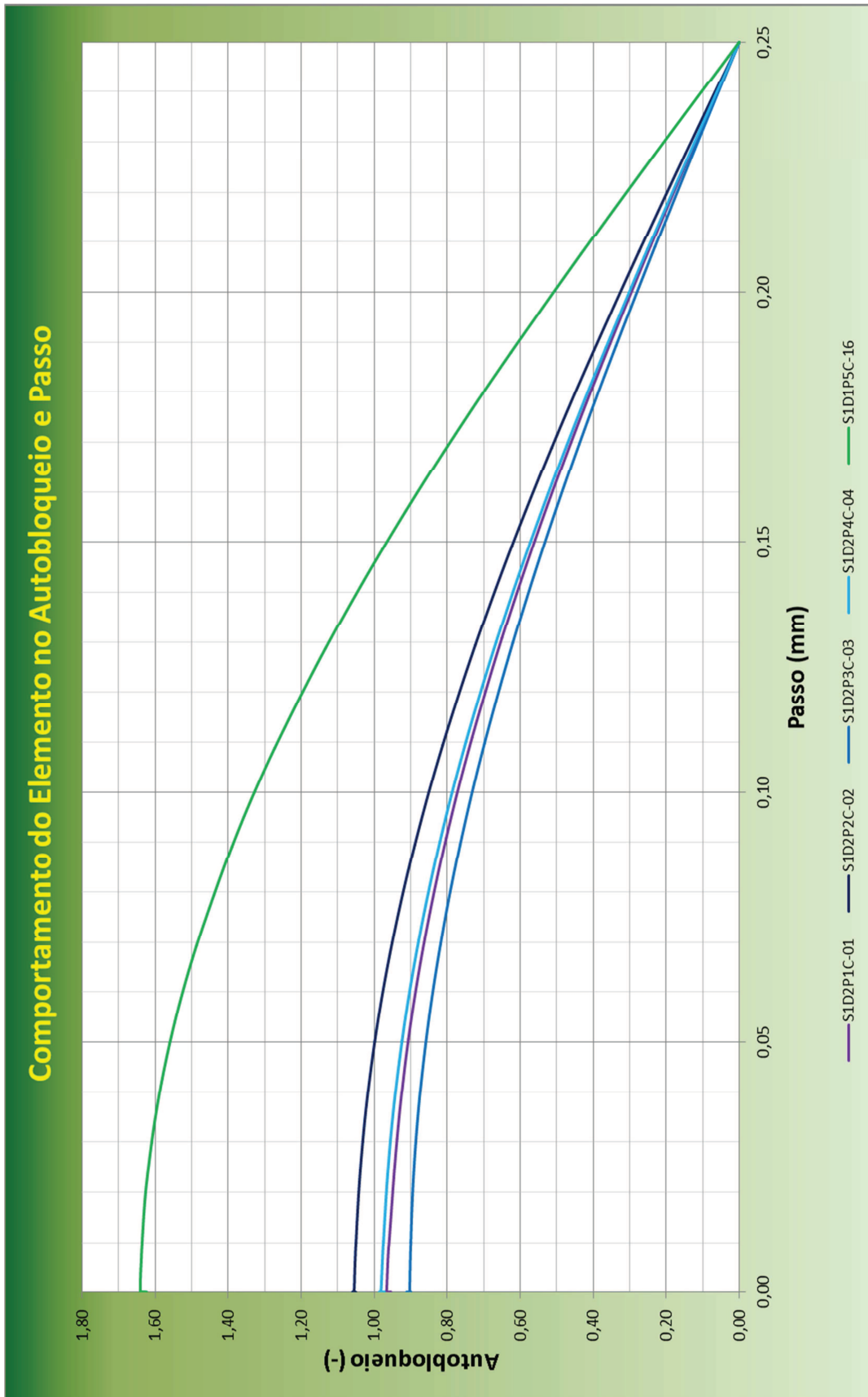


Figura 77 – Relação Passo (mm) x Autobloqueio (-) para carga de Prova Nominal de 5,1kN.

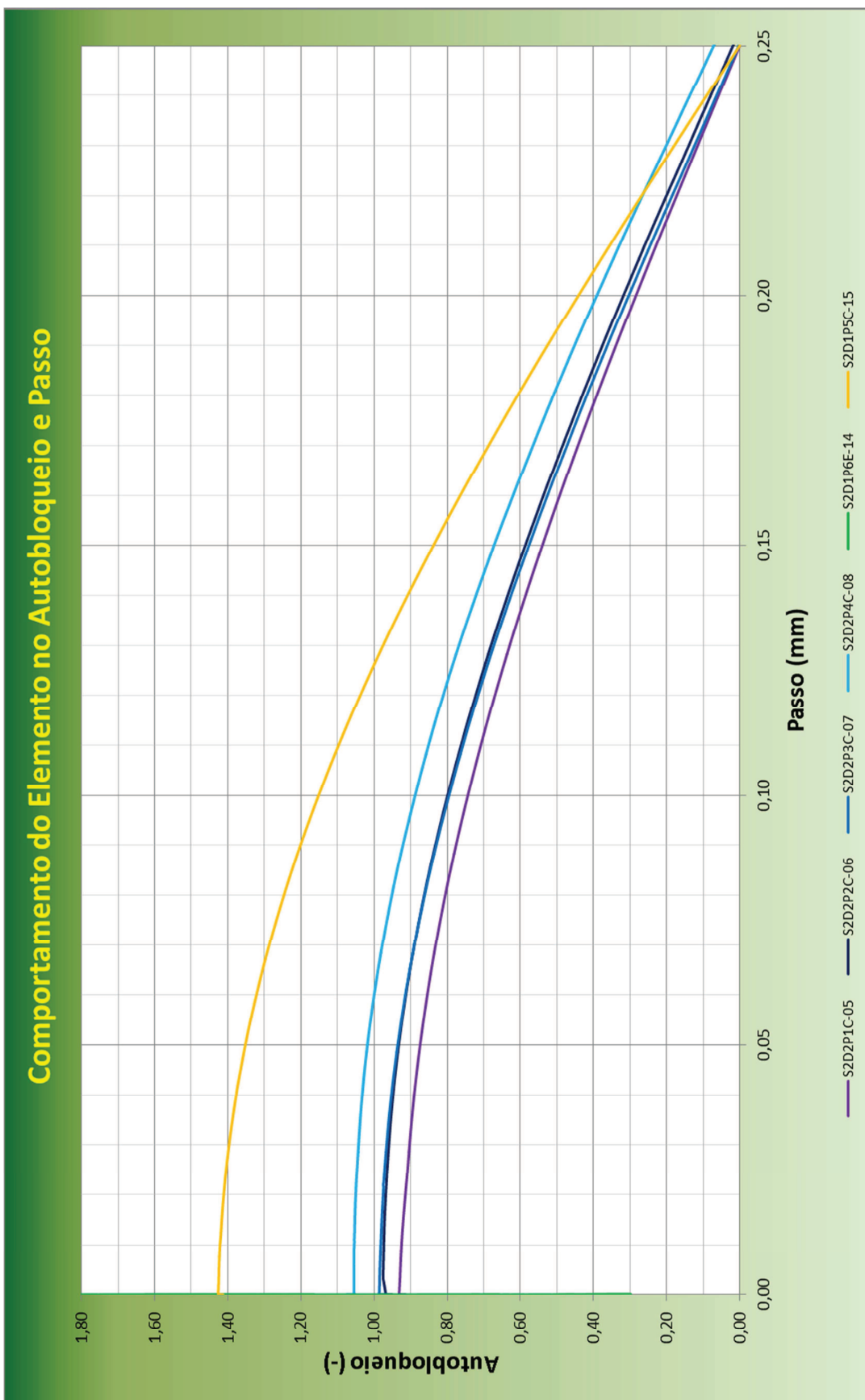


Figura 78 – Relação Passo (mm) x Autobloqueio (-) para carga de Prova Nominal de 10,2kN.

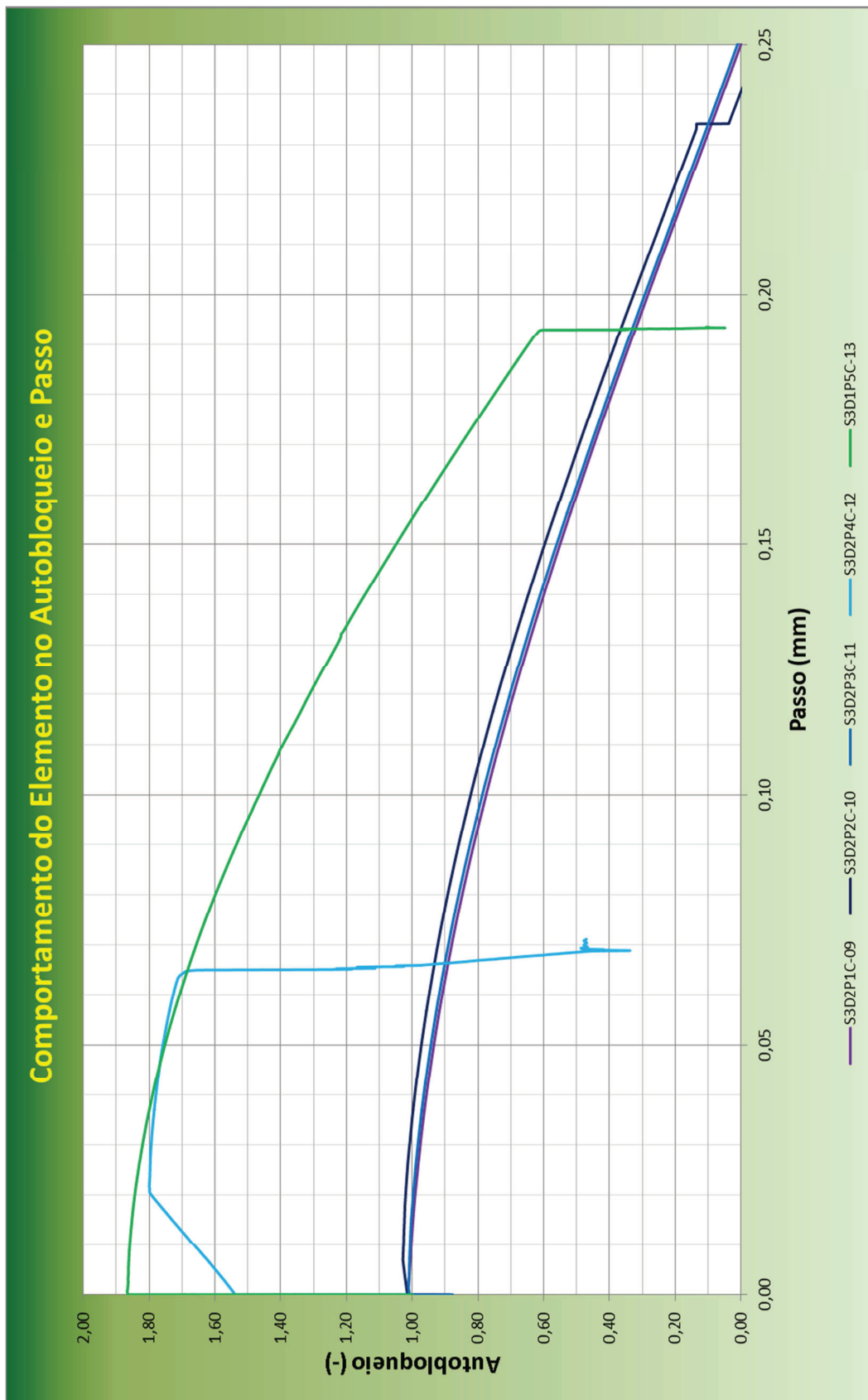


Figura 79 – Relação Passo (mm) x Autobloqueio (-) para carga de Prova Nominal de 15,3kN.

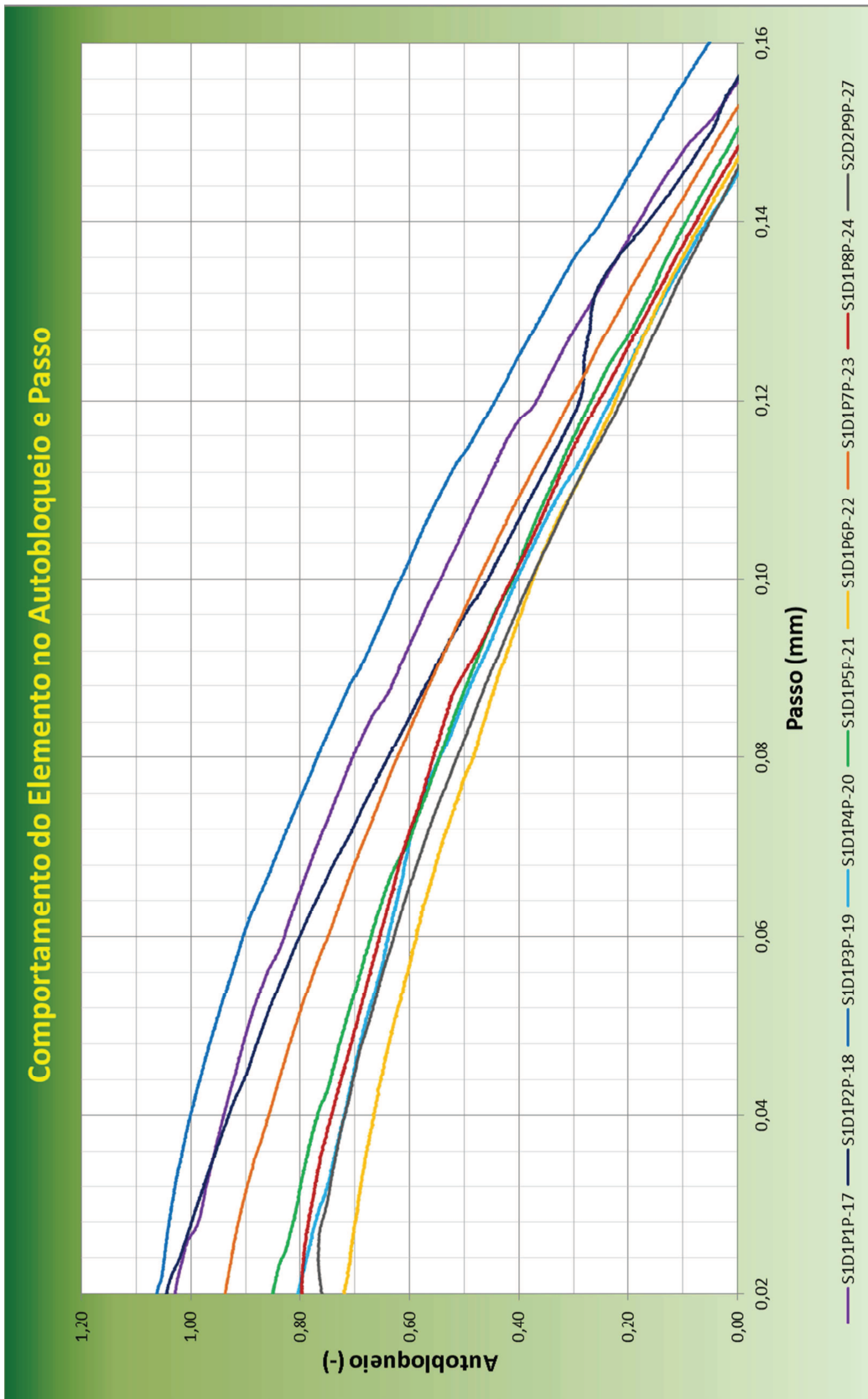


Figura 80 – Relação Passo (mm) x Autobloqueio (-) para carga de Prova Nominal de 6,5kN.

5.2.11 Fator de Atrito e Correlações

O fator de atrito correlacionado ao torque (K_T) é claramente alterado e a resposta do parafuso o acompanha não é mais como um elemento de fixação (K_b e K_h) e proporcionando o espanamento total da rosca (K_r) com rompimento, com o agravante da rosca se tratar de entalhes helicoidais sucessivos (K_f e K_p) ao longo corpo do parafuso.

A maior utilização da capacidade elástica do elemento de fixação esta diretamente relacionada com a sua forma de fixação, sobressaindo, portanto somente a distribuição das cargas sobre as partes que compõem a montagem. A relação de atrito em estudo visa tão somente a capacidade de “suportar” essa sobrecarga maior que parece ser indiferente para as sequencias de ensaio.

Os coeficientes de atrito mostram-se trabalhar conjuntamente, demonstram a existência de uma relação de interdependência variando a absorção e resposta ao torque; seus resultados se apresentaram em média os valores de atrito dentro dos limites utilizados na literatura: $K_b = 0,09$ a $0,11$ (parafuso) e $K_f = 0,11$ a $0,16$ (filete); ou superiores as referências: $K_h = 0,28$ a $0,39$ (cabeça) e $K_p = 0,18$ a $0,27$ (passo).

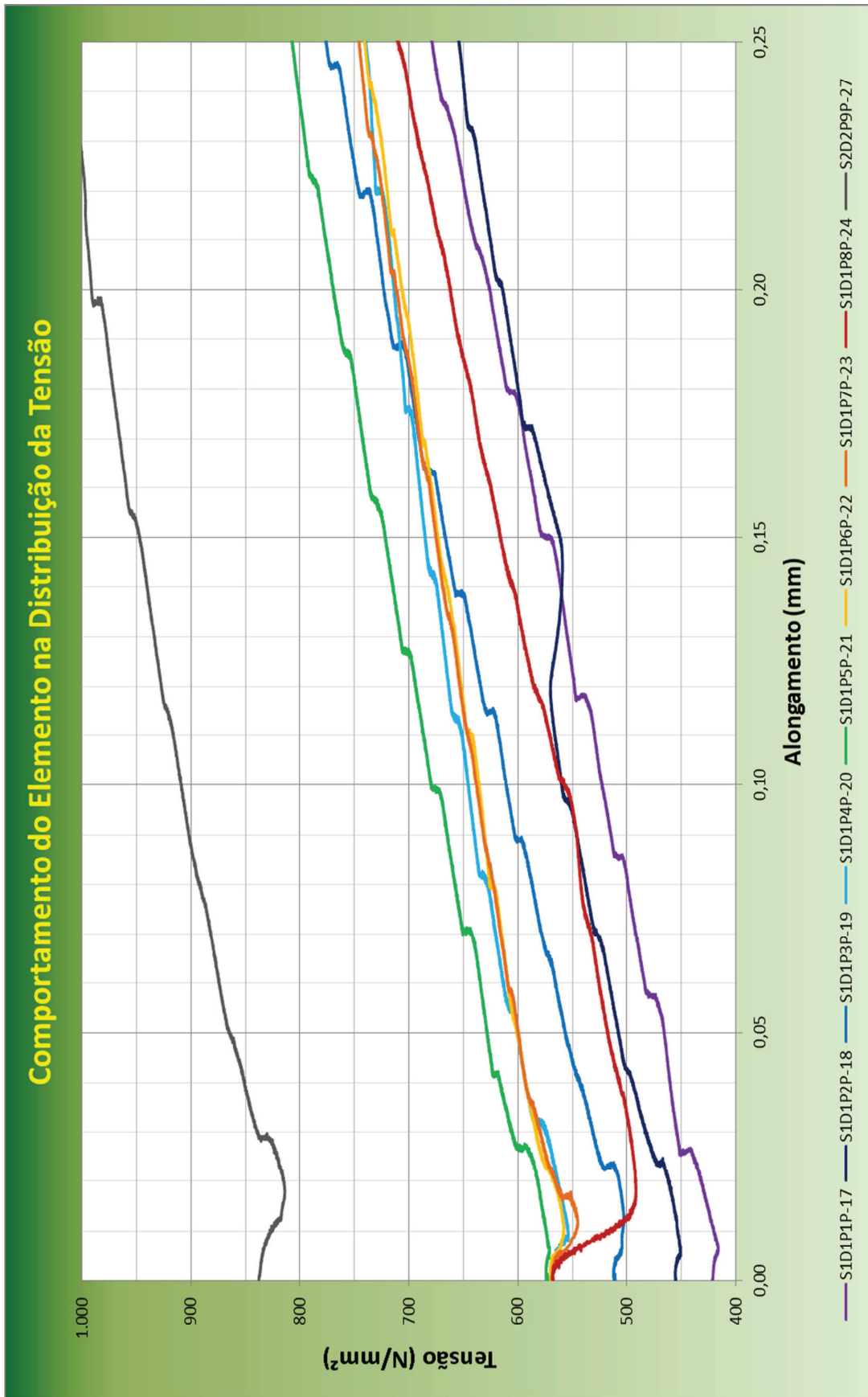


Figura 81 – Influência do passo na distribuição de tensões.

Tabela 11 – Coeficientes de atrito médios.

Cdp	K_b (-)	K_h (-)	K_f (-)	K_p (-)
SS1D2P1C-01	6,712	0,655	0,226	7,593
SS1D2P2C-02	5,847	0,570	0,197	6,615
SS1D2P3C-03	6,966	0,680	0,235	7,881
SS1D2P4C-04	9,033	0,881	0,305	10,219
SS2D2P1C-05	7,160	0,698	0,242	8,100
SS2D2P2C-06	8,704	0,849	0,294	9,846
SS2D2P3C-07	9,401	0,917	0,317	10,635
SS2D2P4C-08	5,481	0,535	0,185	6,201
SS3D2P1C-09	4,615	0,450	0,156	5,221
SS3D2P2C-10	4,527	0,442	0,153	5,122
SS3D2P3C-11	5,412	0,528	0,183	6,123
SS3D2P4C-12	3,183	0,310	0,107	3,601
SS3D2P5C-13	4,250	0,415	0,143	4,808
PS2D1P6E-14	7,236	0,221	0,125	7,582
AS2D1P5C-15	6,325	0,366	0,126	6,817
AS1D1P5C-16	8,697	0,699	0,114	9,510
AS1D1P1P-17	9,258	0,665	0,241	10,164
AS1D1P2P-18	5,365	0,651	0,169	6,185
AS1D1P3P-19	3,335	0,858	0,218	4,411
AS1D1P4P-20	2,368	0,667	0,168	3,203
AS1D1P5P-21	2,135	0,669	0,258	3,062
AS1D1P6P-22	3,257	0,789	0,220	4,266
AS1D1P7P-23	6,258	0,920	0,214	7,392
AS1D1P8P-24	6,987	0,553	0,1660	7,706
ASFD1P1T-25	-	-	-	-
ASFD1P2T-26	-	-	-	-
SS2D2P9P-27	9,368	0,698	0,122	10,188
SS3D2P1P-28	9,258	0,784	0,136	10,178
SS3D2P2P-29	6,357	0,768	0,158	7,283
SS3D2P3P-30	6,665	0,708	0,167	7,540
SS3D2P4P-31	9,358	0,902	0,108	10,368
SS3D2P5P-32	8,974	0,680	0,102	9,756
SS3D2P6P-33	9,258	0,660	0,125	10,043
SS3D2P7P-34	9,388	0,162	0,124	9,674
SS3D2P8P-35	7,668	0,235	0,144	8,047
AS3D2P9P-36	7,444	0,269	0,174	7,887

Apesar de crítica o limiar da relação entre os coeficientes podem estabelecer apenas a linearidade dos esforços em relação ao deslocamento da rosca e parafuso não sendo possível atribuir um valor constante de resposta do atrito da rosca entre as partes. Assim, o autobloqueio ou eficiência de trabalho do elemento de fixação passa diminuir com o aparecimento da força vertical (Fig. 82) e deveria se estabelecer após a aplicação do torque.

O que é possível verificar é que mesmo cessado o torque o autobloqueio referente a força vertical não é mais atribuído a porca ou a rosca para um valor mínimo, simplesmente o autobloqueio passa a inexistir sem a influencia do torque.

A primeira relação que pode ser identificada na Figura 81 acima é a demonstração da resistência do elemento ao torque aplicado através do passo da rosca, ou seja, quanto o elemento figura a favor do torque.

Em caso de uma situação oposta essa relação não é contrária a reação do elemento em razão do torque aplicado gera uma situação imprescindível e necessária de reaperto, independentemente das condições externas à fixação.

O comportamento que o elemento demonstra ainda gera dúvidas e parece possuir resistência ao torque aplicado ao mesmo tempo que figura a seu favor. Por isso seja tão importante verificar a deformação na zona plástica apesar de menos significativa não se verificam pontos destoantes do comportamento esperado dos elementos de fixação.

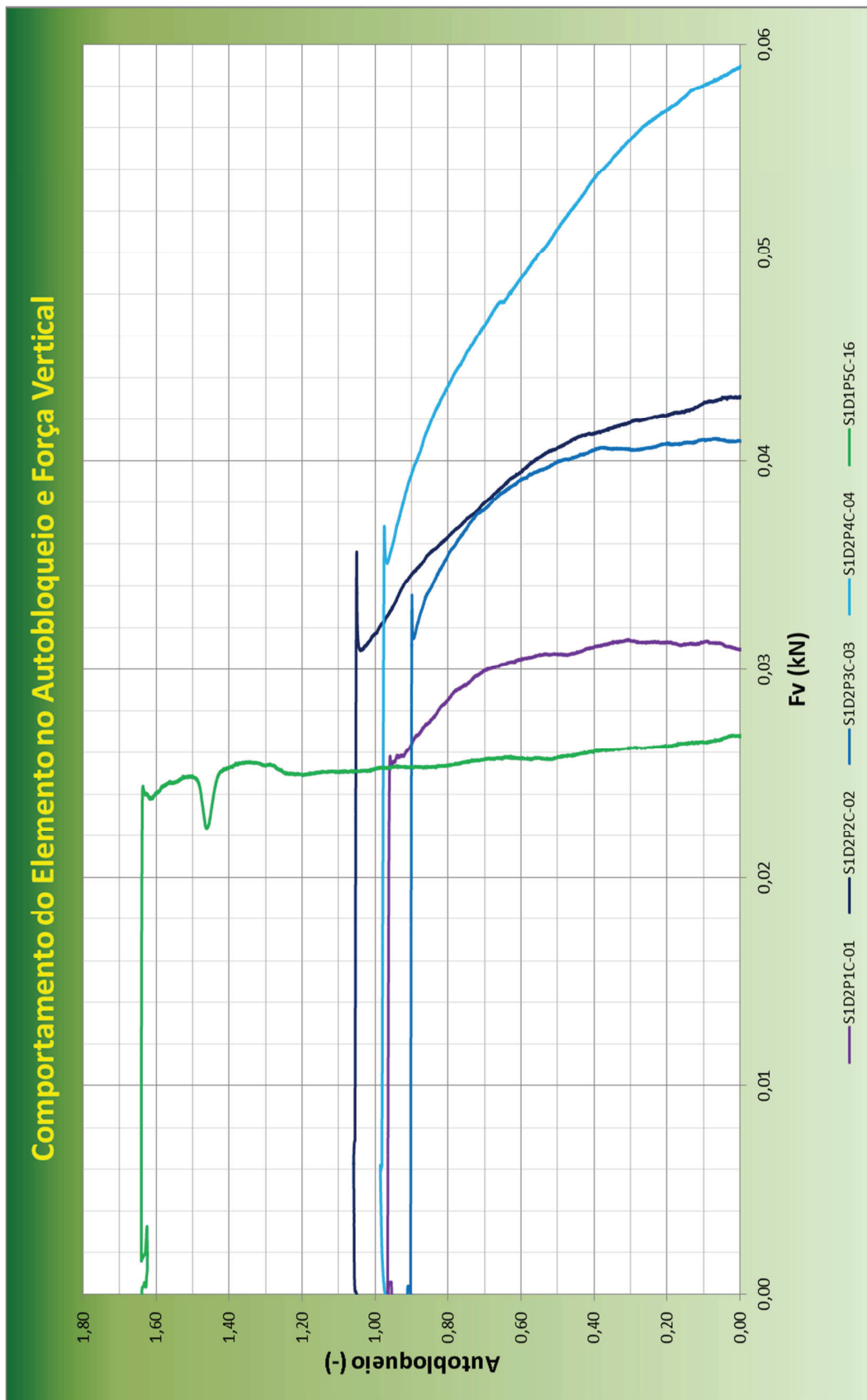


Figura 82 – Autobloqueio do elemento de fixação.

5.2.12 Ensaio Combinado

Em alguns momentos o elemento passa a se comportar como uma barra com a extremidade fixa, os coeficientes de atrito se alteram, diminuídos ou se tornando nulos na medida em que ocorre o empenamento, neste caso deslocando-se a cabeça do parafuso. Analisando os pontos distintamente verifica-se que durante a aplicação do torque para cada carga aplicada o elemento de fixação existe alterações de comportamento.

Em média após um ângulo de torque de 40° para a carga de prova convencional, 30° para o dobro da carga de prova e 20° para o triplo carga. O ponto G4.2.2-15-PO2 Fig. 53 é uma demonstração clara de alteração desse comportamento diretamente relacionado com a restrição da capacidade anterior a pré-carga.

A consistência dos dados pode ser verificada quando diferenciado o empenamento Figs. 44 e 45 iniciando seu movimento fora do eixo de simetria diminuindo drasticamente as relações de atrito em lados opostos de trabalho da rosca apenas pela influencia da força vertical (Tab. 12).

O comportamento convencional dos elementos de fixação mecânica quando submetidos aos esforços de carga de prova não apresenta demais pontos destoantes ou uma possível falha que deve ser analisada. Para todos os casos uma análise prévia sugere como possível responsável um escorregamento entre os filetes da rosca principalmente aquelas que estão saindo e entrando no interior da porca ou ainda uma interferência surgida no equipamento de ensaios devido sua sensibilidade.

Tabela 12 – Ângulos de empenamento e escorregamento medidos.

Cdp	θ (mm)	β (mm)	λ (mm)
SS1D2P1C-01	0,00	0,00	0,00
SS1D2P2C-02	0,00	0,00	0,00
SS1D2P3C-03	0,00	0,00	0,00
SS1D2P4C-04	0,00	0,00	0,00
SS2D2P1C-05	0,00	0,00	0,00
SS2D2P2C-06	0,00	0,00	0,00
SS2D2P3C-07	0,00	0,81	0,00
SS2D2P4C-08	0,00	1,21	0,00
SS3D2P1C-09	0,00	0,61	0,00
SS3D2P2C-10	0,00	0,40	0,00
SS3D2P3C-11	17,27	4,65	1,61
SS3D2P4C-12	11,58	12,16	3,61
SS3D2P5C-13	26,00	11,68	4,41
PS2D1P6E-14	26,97	10,22	6,01
AS2D1P5C-15	25,97	9,13	7,59
AS1D1P5C-16	26,32	10,31	13,80
AS1D1P1P-17	32,17	3,74	5,61
AS1D1P2P-18	34,71	7,85	12,66
AS1D1P3P-19	33,03	8,14	10,34
AS1D1P4P-20	12,53	2,01	1,66
AS1D1P5P-21	15,89	0,15	2,36
AS1D1P6P-22	26,02	11,08	9,33
AS1D1P7P-23	28,68	16,23	4,21
AS1D1P8P-24	36,89	12,88	8,74
ASFD1P1T-25	-	-	-
ASFD1P2T-26	-	-	-
SS2D2P9P-27	0,00	1,22	0,16
SS3D2P1P-28	0,00	1,99	0,88
SS3D2P2P-29	0,00	2,36	0,56
SS3D2P3P-30	0,12	4,56	0,45
SS3D2P4P-31	0,36	6,24	0,36
SS3D2P5P-32	0,44	7,99	0,28
SS3D2P6P-33	0,00	0,00	0,00
SS3D2P7P-34	0,00	0,00	0,00
SS3D2P8P-35	0,00	0,00	0,00
AS3D2P9P-36	0,00	0,00	0,00

capítulo 6

CONCLUSÕES

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões e perspectivas futuras desse trabalho.

6.1 CONCLUSÕES

Pode-se afirmar através dos resultados obtidos que a atual tecnologia de máquinas que possuem movimentos por eixos independentes e controle computadorizado que foi apresentado é um método eficaz para a unificação de experimentos e de válida utilização; comprovando um dos objetivos iniciais desse estudo.

Através de um único experimento combinando esforços é possível obter dados suficientes para a análise dos efeitos ocasionados pela união de um ou mais experimentos. O ensaio é realizado num só momento, porém sua análise conta com etapas distintas que convergem a valores idênticos ou tão próximos dos normatizados depois de tratados matematicamente. É possível equacionar e por meio de programação e incluir em *software* para que tais resultados sejam apresentados em tempo real.

Esse tipo de ensaio auxilia no entendimento do parafuso, mas há uma necessidade de compreender seu real comportamento. Alguns resultados levaram a demonstrar de forma clara que a maneira de fixação do parafuso influencia na sua resposta aos esforços quando solicitado, ou seja, tornando-o mais ou menos eficaz a carga aplicada em função da distribuição de tensões que se desenvolvem nas partes do parafuso. As grandezas envolvidas sugerem a receptividade ao torque sem aumento da carga no elemento tornando a falha inerente e não sendo possível distinguir em quais partes ocorrerá e de que maneira. Pelo elemento ela poderá ocorrer por meio do empenamento ou espanamento. Pela união o experimento comprova que controlar somente o desempenho da junta aparafusada através do comprimento não é fator suficiente para garantir um resultado rígido ideal.

A inexistência da junta representada pela carga atribuída ao elemento fez com que os esforços se concentrassem no parafuso parte essencial que não foi pré-qualificada. Mas, essa configuração permitiu que os cálculos fossem voltados tão somente a relação da área do elemento influenciada diretamente pela tensão de corte devido ao movimento dos filetes de rosca o que levou a duas possíveis hipóteses para a análise do sistema de fixação sob carga de tração seguida de torção: (1) A separação deveria ocorrer após a deformação da rosca e (2) O empenamento deveria ocorrer somente numa montagem em desalinhamento anteriormente a deformação durante o descolamento da cabeça do parafuso.

Em verdade, (1)A separação ocorre quando não há mais a possibilidade do deslizamento entre os filetes de rosca e a ruptura ocorre no momento em que o atrito impede o avanço do passo e (2)O empenamento ocorrerá sempre em maior ou menor grau, desde que, o material que compõe o parafuso se encontre no limiar da região elástica devido a presença força vertical resultante do torque (mesmo que ínfima). Acompanhar a tensão aplicada durante uma montagem tornará mais segura uma união desde que, não ultrapasse a tensão máxima em plena carga garantindo a fixação, mas, tal fato implica novamente nas análises de espanamento e empenamento.

A resposta do elemento ao torque demonstrou que há relações entre as partes. Não sendo possível identificar quais, mas a resistência está ligada diretamente a capacidade em transferir esforços entre as partes direta ou indiretamente. Essa transferência ocorre internamente no material e é incompreendida, mas se pode afirmar que está relacionada com a velocidade com que isso ocorre e quais partes estão submetidas ou influenciadas levantando outras percepções e indagações.

O fato mais relevante do ensaio é a possibilidade de demonstrar o movimento de auto-aperto. Esse movimento considerado ínfimo quase nulo é visível no experimento já que uma fração da energia fornecida não foi dissipada a união pela sua inexistência. Ou seja, foram absorvidas pelo próprio elemento no material que o compõe. Essa energia colocada à disposição fez com que o auto-aperto fosse identificado gerando o desgaste final dos filetes de rosca em resposta ao equipamento no momento de alívio. Mesmo com os movimentos ínfimamente pequenos e deslocamentos próximos de zero dissipou parte da energia transferida agindo como corpo sólido em torção simples, trabalhando possivelmente na região elástica apesar da pré-carga colocar o parafuso na região plástica em condição de ensaio.

Enfim, os coeficientes de atrito entre as partes que compõe o elemento de fixação mecânica no subgrupo dos parafusos mostram-se trabalhar conjuntamente, demonstram a existência de uma relação de interdependência variando a absorção e resposta ao torque; seus resultados se apresentaram em média os valores de atrito dentro dos limites utilizados na literatura: $K_b = 0,09$ a $0,11$ (parafuso) e $K_f = 0,11$ a $0,16$ (filete); ou superiores as referências: $K_h = 0,28$ a $0,39$ (cabeça) e $K_p = 0,18$ a $0,27$ (passo) mas, todos variáveis durante o experimento, o que torna o fenômeno ainda incompreendido.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

É possível estabelecer uma relação de proporcionalidade da torção do elemento com uma das extremidades fixas e sua influência nos demais coeficientes de atrito no limiar da carga de prova entre a região elástica/plástica. Esse trabalho deixa claro que, mesmo tratados independentemente até o momento, a análise dos sólidos nas suas formas e conceituações de tração e torção converge para uma descrição física equacionável e de representação matematicamente possível da ação dessas tensões.

Em continuidade ao trabalho, a dinâmica de programação de *softwares*, os eixos independentes de um equipamento de ensaios será possível representar e proporcionar esforços externos em condições randômicas aleatórias que representem as condições naturais. Talvez com a inclusão e a aplicação de esforços de forma diferenciada ao longo do ciclo de ensaios identificando com mais clareza os fenômenos e correlacionando matematicamente seu funcionamento.

A utilização do dispositivo de ensaio com a utilização de travamento químico de roscas altera suas características de funcionamento quando esse estiver sujeito a esforços combinados e/ou superiores a carga de prova do elemento podendo ser analisado seu comportamento e/ou a resistência/eficiência do composto químico.

Apêndices

A existência de uma grande quantidade de informações sobre parafusos faz com que sejam estabelecidas as dimensões mais importantes e uma determinada padronização. As especificações da UNS determinam os padrões para o Sistema de Unidades Inglesas enquanto os padrões ISO e DIN o fazem no SI.

As normas fixam classes de propriedades mecânicas, valores de resistência à tração, tensão de escoamento e alongamento, bem como, estabelece prescrição dos ensaios dos parafusos.

Assim, neste apêndice serão apresentados os principais conceitos aplicados.

A CONSIDERAÇÕES GERAIS

A.1 CONCEITOS APLICADOS

A.1.1 Classe de Resistência

A classificação da resistência para os parafusos segue uma terminologia particular. Os mesmos são identificados por dois números separados por um ponto: **n°.n°**; onde o primeiro número se refere ao valor da Resistência à Tração Nominal (σ_r) que multiplicado por 100 fornece a unidade de medida em megapascal (MPa) e o segundo, ao valor do Limite de Escoamento do Material (σ_e) a 0,2% que dividido por 10 fornece a unidade de medida em megapascal (MPa).

Assim, parafusos de classe 4.8, 5.8 e 6.8 não sofrem tratamento térmico em se tratando de aços, já os de classe 8.8, 10.9 e 12.9 precisam de tratamento térmico (têmpera e revenimento).

Os materiais dos parafusos são distribuídos em três grupos: em plena carga DIN 970, com carga reduzida DIN 439 e sem uma carga fixa DIN 1804. Para aplicações especiais, outros materiais são relacionados: resistentes ao calor, resistente a altas temperaturas, materiais resistentes ao frio, resistentes a oxidação e resistentes a ácidos, ligas de titânio, latão muito utilizado na engenharia elétrica, de ligas leves para não flexão e termoplásticos em geral.

Outra característica importante é a Dureza *Vickers* de acordo com o grau das porcas temos 4, 5 e 6 que são fabricadas em aços baixo carbono, enquanto porcas das classes 8, 10 e 12 devem possuir teor médio de carbono ou ser aço ligado não possuem uma capacidade fixa são identificados com o número e letra = 0,1 vezes o mínimo de dureza *Vickers*, sendo padronizados somente as classes: 11H, 14H, 17H e 22H

Outras propriedades também devem ser consideradas, pois têm valores e limites bem definidos conforme a especificação ISO 898 Parte I, tais como: Limite de Resistência à Tração, Limite de Escoamento, Dureza *Rockwell* “HRB” para parafusos não tratados termicamente, Dureza *Rockwell* “HRC” para parafusos temperados e revenidos.

Conhecendo-se a classe de resistência de um parafuso e utilizando os seus fatores geométricos, é possível calcular a capacidade de geração de força que se pode obter do mesmo em um esforço axial em tração pura. Num processo de aperto, temos um esforço combinado, pois simultaneamente ocorrem esforços axial e torsional que agem no elemento.

A.1.2 Identificação

As normativas do SAE determinam que sua classificação seja identificada através de marcações na cabeça ou na extremidade do corpo dos parafusos permitindo uma identificação mais rápida da força estimada do parafuso. Algumas identificações de parafusos são contempladas nas normas existentes, citaremos os casos mais comuns.

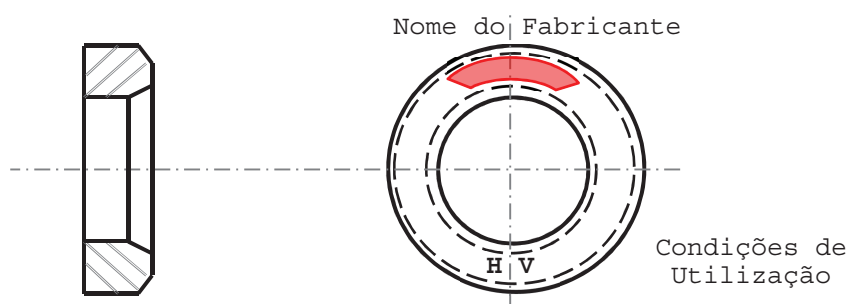


Figura 83– Arruelas de alta resistência para ligações aparafusadas de acordo com a norma DIN 6916.

A norma DIN 6916 estabelece para as arruelas de alta resistência a inserção no elemento do nome ou logotipo do fabricante e condições de utilização (Fig. 83). Determina ainda que a inscrição seja colocada na parte posterior do elemento, para que sua identificação seja possível quando da necessidade de laudos, perícias, etc. As normas DIN 6917 e DIN 6918 preveem sua utilização em perfis de estruturas de aço com chanfros voltados sempre para a cabeça do parafuso.

Outras características dos elementos de fixação como o material de fabricação e a força são informações importantes para evitar erros de dimensionamento e quebra. Para isso as propriedades mecânicas dos parafusos e das porcas de alta resistência são classificadas segundo a norma ISO 898, DIN 6914, DIN 6912 e a ASME determinam a identificação do nome ou logotipo do fabricante e sua classe conforme Fig. 84.

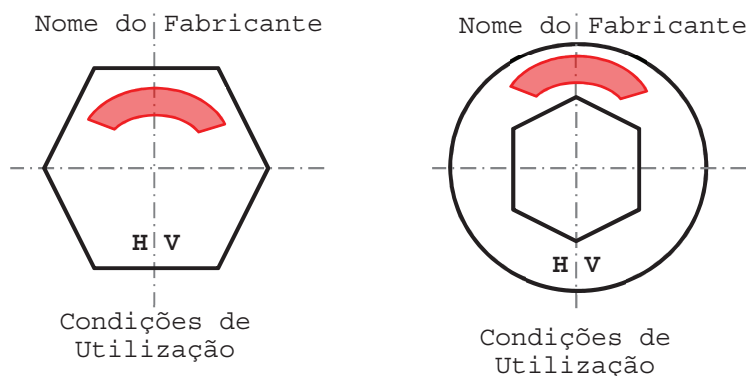


Figura 84 – Formas de identificação dos parafusos de alta resistência de acordo com as normas DIN 6914 e DIN 6915.

A.2 APERTO DE PARAFUSOS

Existem vários métodos de aplicação de força nos parafusos, de maneira geral a instação é que uma vez determinada a pré-carga necessária deverá haver uma maneira de certificar a aplicação da tensão e verificar se o elemento está devidamente tensionado. Assim, a escolha do método para que seja efetuada o aperto, ou o método de tensionamento deve basear-se na precisão requerida e os custos relativos envolvidos

Podemos citar alguns métodos e a sua precisão respectivamente: manualmente ($\pm 35\%$), torquímetro ($\pm 25\%$), giro da porca ($\pm 15\%$), indicação na arruela ($\pm 10\%$), extensômetros ou *strain gages* ($\pm 1\%$), medição computadorizada por rendimento ($\pm 15\%$), medição computadorizada pelo rendimento do ponto de detecção ($\pm 8\%$), alongamento do parafuso ($\pm 5\%$) e sensor ultrassônico ($\pm 1\%$).

Pelo elemento de fixação podemos citar outras medidas e sua precisão tais como: por torque parafusos não lubrificadas ($\pm 35\%$), parafusos fosfatizados ou banhados ($\pm 30\%$) e parafusos lubrificadas ($\pm 25\%$); em outros métodos temos os tensores hidráulicos ($\pm 15\%$), porcas indicativas de pré-carga ($\pm 10\%$), dispositivos de ultrassom ($\pm 10\%$), alongamento do parafuso ($\pm 5\%$) e parafusos instrumentados ($\pm 5\%$).

A.2.1 Por Torque

Uma das maneiras de se controlar o aperto de parafusos é o método do torque controlado, onde o parafuso é apertado até atingir um torque especificado. No entanto, esse método não leva em consideração a força de tração atuante no elemento de fixação, a pré-carga é resultado de um torque aplicado e das condições de fricção.

No entanto, apesar desse problema tal método é a maneira mais comum de assegurar a montagem de parafusos nas especificações da engenharia. Tal o é, que o torque nominal necessário para diversas pré-cargas estão dispostas em tabelas e ábacos, podendo ainda ser calculados utilizando a relação entre o torque aplicado e a tensão final resultante no parafuso.

O problema é que tabela e ábacos em sua maioria ignoram a tensão de torção, predispondo apenas uma tensão direta na rosca através de alguma proporção da tensão de escoamento do parafuso, normalmente esse valor se encontra em 75% do valor real.

Quando do aperto de um parafuso, o primeiro filete da rosca sustenta a tensão direta proveniente da elongação, conjuntamente com a tensão de torção que está sendo aplicada distribuída nos filetes da rosca, em ocorrendo circunstâncias de altos coeficientes de atrito o valor da tensão de torção pode ser gerado em tal magnitude que combinado com a tensão direta pode superar em duas vezes a tensão de escoamento ocasionando a falha.

Uma aproximação mais consistente deve determinar o valor da tensão direta, combinado com a torção, que fornecerá uma tensão equivalente e uma proporção de 90% da tensão de escoamento (σ_e).

A chave de torque não é um bom indicador para a pré-carga, sempre a elongação do parafuso será o melhor indicativo, principalmente em uniões em que seja esperado fadiga e projetos de alta confiabilidade, principalmente porque ele não leva em conta o atrito. O atrito depende do parafuso, porca e anilha, a lisura da superfície, grau de lubrificação, bem como o número de vezes que um parafuso tenha sido instalado. Fabricantes de parafusos muitas vezes fornecem informações para determinar os requisitos de torque para apertar vários parafusos. Se esta informação não estiver disponível, as pré-cargas máximas e mínimas previstas para diâmetro do parafuso menor ou igual a três quartos de polegadas ($\leq \frac{3}{4}$ ") pode ser descrita por:

$$P_{0,b,max} = \frac{T_b}{\mu_n \cdot d_{nom}} (1 + I_0) \quad (58a)$$

$$P_{0,b,min} = \frac{T_b}{\mu_n \cdot d_{nom}} (1 + I_0) - F_{relax,b} \quad (58b)$$

Onde de maneira geral, para um dado torque aplicado (T_b) o coeficiente de atrito (μ_n) para porcas típicas para parafusos lubrificados variando de 0,11 a 0,15 e 0,20 para sem lubrificação, o fator de incerteza da pré-carga (I_0) de maneira geral próximo de 25% e a perda de pré-carga esperada axialmente no parafuso ($P_{relax,b}$) cerca de 5% da pré-carga inicial mínima no elemento ($P_{0,b,min}$).

A.2.2 Por Ângulo

Esse método consiste em obter um determinado ângulo de aperto especificado sobre a porca, o que deixou esse método conhecido como o giro da porca ou das chaves, por utilizar chaves mecânicas como referência a obtenção do ângulo de aperto.

Esse método pré-determina um ângulo além da extensão elástica, o ângulo obtido através de cálculo matemático é facilmente obtido, porém de difícil aplicação prática, visto que, ao usuário a determinação precisa do ângulo obtido com o aperto nem sempre corresponde ao início da extensão elástica do corpo do parafuso possuindo um número limitado de re-aplicações antes da falha.

Outra maneira que se utiliza dos ângulos é a medida realizada através de porcas ou arruelas com escalas, onde se aplica a pré-carga girando a porca através de um ângulo que corresponde marcada no elemento para um determinado alongamento. O método de calcular o ângulo de voltas vez requer o alongamento do parafuso sem uma compressão correspondente do material de articulação. O método volta-porca, por conseguinte, não é válido, se houver uma deformação significativa da porca e do material de junta em relação àquela do parafuso. O ângulo de voltas deve ser determinado empiricamente utilizando um conjunto simulado e um dispositivo de medição de tensão antes de sua aplicação.

A.2.3 Por Escoamento

Como uma alternativa ao método de porca que determina, as relações de pré-carga são determinadas por medições diretas. Os dados estatísticos são registradas para o torque necessário para alcançar uma força de parafuso desejado.

Esse método consiste em controlar por meio de equipamento eletrônico o ponto de escoamento do parafuso através do gradiente de torque. Os sensores detectam o ângulo e o torque durante o aperto e as mudanças na inclinação do gradiente indica quão próximo se encontra o ponto de escoamento.

Outra vantagem desse método é a possibilidade de detectar parafusos fora de especificação, pois a formação do gradiente apresenta o escoamento do material sobre a ação combinada de tração e torção.

Esse método ficou conhecido também como método de controle da união e é bastante eficaz na diminuição dos efeitos de fricção e flutuação.

A.2.4 Por Estiramento

Esse método consiste em utilizar um sistema hidráulico que é ajustado sobre a porca um extensor transmite a força aplicada ao parafuso forçando a união. A porca fica livre podendo ser roscada até o limite estabelecido.

Ao se remover a pressão hidráulica a pré-carga está estabelecida sobre o parafuso, porém há uma redução da pré-carga devido a acomodação da deformação elástica do material.

Como o alongamento do parafuso é diretamente proporcional à tensão axial, quando a tensão aplicada se encontra dentro da gama elástica do material e ambas as extremidades de um parafuso são acessíveis, uma medição de comprimento de parafuso realizada com um micrômetro antes e depois da aplicação da tensão vai garantir a tensão axial requerida é aplicada.

A.2.5 Por Calor

Esse método consiste em utilizar a dilatação térmica do material de que o parafuso foi fabricado. O parafuso é aquecido e se expande termicamente, a porca é posicionada. Com o resfriamento o parafuso se contrai, porém com restrição imposta pela porca, o resultado é uma pré-carga.

Esse método tem execução lenta e a tensão final no parafuso possui uma variação muito grande, já que o material se recristaliza durante a absorção da energia na forma de calor.

A.2.6 Variação da Pré-carga

A variação da pré-carga é influenciada por outros fatores e a forma de medida da dispersão na força de aperto de um parafuso dependente do método utilizado é chamado fator de aperto e é definido como a força máxima de aperto do parafuso dividido pelo valor mínimo para o método utilizado.

O aperto realizado por torque tem um fator de aperto próximo de 1,6 que significa que o valor máximo da pré-carga não poderá ser superior a 1,6 vezes o valor mínimo de carga suportável pelo parafuso.

Em casos em que o aperto é considerado alto as pressões locais elevadas podem existir nas áreas de contato nos filetes da rosca e sob a porca/parafuso. Deformações plásticas locais podem ocorrer danificando os filetes em uso tornando a superfície da rosca rugosa e causando o espanamento.

Um método muito difundido de medição de pré-carga consiste na utilização do ultra-som, onde, o som gerado em uma extremidade de um parafuso se desloca pelo seu comprimento até a outra extremidade e retorna para o gerador de som em um período de tempo medido. O tempo necessário para o impulso de som percorrer o elemento depende do comprimento do parafuso, a velocidade do som no material, a temperatura e o nível de tensão. Para parafusos curtos com uma relação L/d inferior a **4:1** a incerteza significativa pode ser substituída pela incerteza no aperto e comprimentos de fio.

A.3 FALHAS NO APERTO

Dentre todas as falhas de aperto o relaxamento é inevitável ao parafuso e pode ser resultado de um período de minutos a horas após a primeira aplicação da pré-carga, devido ao excesso de estresse ou pela distribuição de forma desigual da tensão do parafuso.

Como a ação do tempo é irrelevante como regra geral utilizamos uma provisão para perda de pré-carga de cerca de 5% ao projetar um conjunto, porém, para períodos prolongados de tempo a perda da pré-carga pode ser reduzida ou completamente perdida devido a vibração, temperatura, deslocamento dos materiais e cargas conjuntas.

Não existem métodos que impeçam o movimento relativo do conjunto ou façam um bloqueio do parafuso para reduzir o problema do relaxamento da pré-carga.

Para projetos específicos deve-se ter o cuidado para manter a calibração e o teste de pré-carga deve incluir e avaliar a curto prazo o relaxamento pré-carga e fluência dos materiais comuns, sem os efeitos da vibração e do ciclo térmico. Pré-cálculos devem ser executados como fatores adicionais e podem ser determinados por análise ou um exame específico e por fadiga.

Porém a análise da perda de pré-carga são determinadas por medições diretas num teste específico que deve incluir uma amostra adequada e aceitável.

A.3.1 Sobrecarga

A pré-carga insuficiente à união aparafusada gera forças axiais e de cisalhamento fluência que agem indiretamente, porém simultaneamente formando uma força contrária a união, gerando-se a necessidade de um aperto residual para manter a exigência funcional ou aplicabilidade do parafuso.

A falta de um aperto correto acarreta a abertura de uma junção, o escorregamento, afrouxamento do parafuso e a pré-disposição a ação da fadiga quando os esforços externos e cargas cíclicas passarem a ser distribuídas.

O excesso da pré-carga no aperto do parafuso é tão prejudicial quanto sua falta, pois o parafuso sustentará axialmente um carregamento adicional que pode exceder facilmente a tensão de escoamento. A ocorrência dessa falha quando o parafuso é submetido a uma tensão direta ou quando a carga for removida abruptamente

proporciona uma deformação plástica que resulta na perda da pré-carga favorecendo o afrouxamento.

Como os fatores de segurança utilizados são consideráveis, dificilmente ocorre a falha por sobrecarga, já que o parafuso sustenta na maioria das vezes uma pequena parte das forças envolvidas. Porém, dispõe o material a uma sensibilidade maior para sofrer a ação de cargas cíclicas.

A.3.2 Fratura

As fraturas nos parafusos ocorrem em três regiões distintas. O raio do primeiro filete é o lugar previsto, inclusive em normas de ensaios, como sendo o principal ponto de início de trinca, propagação e ruptura do parafuso, respondendo por quase 65% das falhas.

A distribuição das tensões de forma desordenada pode causar a concentração de esforços em pontos distintos, porém, é na saída da rosca em que 20% dos casos são registrados.

Outro ponto de concentração de tensões, e, por conseguinte favorecedor de rupturas é o raio entre a cabeça do parafuso e a haste. Essa falha é atribuída a fabricação do parafuso eleva a ruptura em 15% dos casos.

A.3.3 Espanamento

Outra fratura é a falha da rosca, também chamado de espanamento, essa falha é resultado do cisalhamento da rosca interna ou externa quando as forças aplicadas excedem as forças que agem nos filetes. Mesmo em condições aparentemente perfeitas de serviço o elemento de fixação pode estar comprometido.

O espanamento da rosca normalmente é de natureza gradual e pode ser despercebido no conjunto. Inicia-se o espanamento no primeiro filete acoplado, por deformações que faz com que este filete sofra uma carga mais elevada, cisalhando sucessivamente os filetes subsequentes.

Esse fenômeno é bastante complexo e alguns fatores tem um importante efeito na resistência ao espanamento da rosca:

i - A variação nas dimensões e tolerâncias de fabricação, bem como, das forças de tração e cisalhamento do material;

ii - O efeito do deslocamento radial da porca (dilatação da porca) em reduzir a força de cisalhamento. A tensão atuante sobre a rosca do parafuso gera um deslocamento radial que produz uma força no filete da rosca;

iii - O efeito do dobramento dos filetes da rosca causada pela ação da força da matriz de conformação;

iv - Os efeitos produzidos pela variação na montagem dos filetes.

A.3.4 Dispersão

Existe um fenômeno chamado de “*Dispersão de Força Tensora*” fenômeno resultante da perda de parte da energia aplicada ao parafuso durante o torque. Essa energia dispendida não participa do surgimento da força de montagem (Tensora ou Axial), pois se perde nas deformações impostas aos materiais da junta. Ou seja, é uma energia perdida com o atrito e as deformações entre as superfícies tanto dos filetes de rosca quanto do corpo do parafuso dentro da área de compressão.

No entanto, não podemos afirmar que toda força dispendida é função apenas da rugosidade, do acabamento superficial, do modo de aplicação do aperto, da folga entre as roscas e da excentricidade entre as partes; essa influência vai além com o assentamento das rugosidades, deformação elástica e internamente ao material com as BDP.

A.3.5 Trinca e Fratura

A fratura analisada macroscopicamente é a separação na totalidade de uma ou mais dimensões de um material em duas ou mais partes tratando-se de um evento terminal da propagação de uma trinca. Microscopicamente poderíamos dizer que é a interrupção das forças de ligação entre os átomos que compõem um material.

A fratura tem sua origem no deslocamento de descontinuidades no interior do material, gerando trincas que podem ser propagar estavelmente durante muito tempo antes que ocorra a fratura.

Em geral, a fratura em metais e ligas ocorre por um dos três micro-mecanismos mais comuns: fratura dúctil, que resulta da nucleação, crescimento e coalescência de micro poros internos; fratura por clivagem, que envolve a separação de planos cristalinos (em geral uma fratura frágil, mas que pode ser precedida de plasticidade e crescimento de trinca dúctil); e fratura intergranular, ocorre quando o contorno do grão é o caminho preferencial da trinca.

Assim, podemos estabelecer que a propagação de uma trinca na fratura é chamada de **fraturamento**, enquanto a sua propagação estável é chamada de **trincamento**. Os três principais modelos de trincamento aceitos hoje são: fadiga, corrosão e hidrogenação. O fraturamento, fratura final ou simplesmente fratura se desenvolve por um desses mecanismos de trincamento.

A.3.6 Atrito

O coeficiente de atrito é uma grandeza adimensional, dependente do contato entre partes, pelas características que compõe os materiais e se há ou não movimento entre os corpos.

O coeficiente de atrito tem sua concepção representada pela equação A.2 e pode ser definida como sendo: “*A relação entre a força que oferece resistência ao movimento entre dois corpos e à força normal.*”

Pode ser dividido em duas formas distintas, o atrito Dinâmico e o atrito Estático. No primeiro caso os corpos em contato encontram-se em movimento um em relação ao outro e há o aparecimento de forças no impedimento do movimento livre, enquanto na segunda os corpos encontram-se em contato e há o aparecimento de forças contrárias no momento em que um dos corpos em contato é retirado do repouso.

$$\mu = \frac{F}{N} \quad (59)$$

No caso da utilização dos elementos de fixação o coeficiente de atrito relevante é o de atrito dinâmico que surge numericamente nos cálculos de confiabilidade das juntas aparafusadas. Porém, o travamento final de uma junta ou união é feito pelo coeficiente de atrito estático responsável pelo torque final de desaperto da junta.

Lembrando que as partes ligadas estão em constante movimento e se movem parcialmente uma sobre as outras, esse movimento ocorre nas áreas em que as partes contam tão somente com o atrito existente para manter a união rígida.

A.3.7 Lubrificação

A lubrificação é usada para reduzir o atrito e o desgaste entre duas superfícies sólidas em movimento relativo. Em alguns casos para controlar, sob razoáveis limites, a temperatura gerada pelo atrito. No caso da aplicação da lubrificação no rosqueamento, o uso vai se restringir em diminuir o atrito dinâmico durante a aplicação do torque, até o ponto onde a força axial gerada seja a força de montagem desejada. Se esta redução for excessiva poderá haver ruptura de algum elemento da junta. Se for insuficiente a força de montagem não será conseguida.

A lubrificação é estudada pela disciplina de Tribologia definida como: “A ciência e a tecnologia da interação entre superfícies em movimento relativo”. E abrange o estudo do Atrito, do Desgaste abrasivo e da Lubrificação. A palavra Tribologia vem do Grego: τριβοζ = Esfregar ou atritar. Foi usada pela primeira vez pelo comitê governamental Inglês.

Para o rosqueamento não existe um desgaste abrasivo das superfícies já que o movimento não é constante e as superfícies ficarão em repouso relativo. O movimento entre as superfícies em contato gera uma deformação por pressão e não por desgaste. A existência do ocorre quando a lubrificação ou proteção superficial for deficiente. Surgem, então, os fenômenos conhecidos por *galling*, *scuffing* ou *scoring*. Que são, na verdade, fenômenos de “soldagem” a frio causada pela alta pressão resultante do rosqueamento as altas forças de adesão são notadas entre as superfícies de materiais metálicos sujeitos a pressões e mútuo movimento relativo, quando entre eles não há outros elementos. Ou seja, pode-se esperar um alto coeficiente de atrito entre materiais metálicos sem algum elemento, sólido ou líquido que favoreça o deslizamento entre eles. As superfícies dos materiais metálicos limpos, no vácuo, apresentam um alto coeficiente de atrito entre si.

Em uma junção técnica de engenharia, deseja-se, preferencialmente, juntar-se, com relativa firmeza, as partes sem que tais partes sejam danificadas, podendo ser separadas e rejuntadas diversas vezes. Os parâmetros como: o tipo de acabamento

superficial, o tipo de lubrificante, a rugosidade, etc. devem ser controlados pois têm influência direta sobre o coeficiente de atrito.

A lubrificação pode ser líquida ou sólida. Apesar da importância do óleo lubrificante no controle do coeficiente de atrito nas superfícies de contato dos parafusos, não abordaremos a análise dos óleos lubrificantes neste estudo. A análise dos lubrificantes sólidos ficará restrita ao fosfato encontrado nas peças testadas em laboratório.

A cobertura por meio de fosfatização é um tratamento superficial utilizado em grande parte de elementos de fixação. No caso dos parafusos em teste a fosfatização ocorre por meio de mergulho em solução de ácido fosfórico para a formação de uma camada, densa, contínua, não metálica, insolúvel de fosfato cristalino ou amorfo.

Os elementos mais comuns utilizados em um tratamento de fosfatização são o manganês, zinco e ferro que garantem uma proteção temporária à corrosão, servindo como base preparatória para pintura e para trabalho a frio cuja função é reter o lubrificante entre as partes.

A.3.8 Reaperto

O reaperto em parafusos pré-carregados inicia-se com a medições de torque como um meio de determinar a pré-carga para determinar o carregamento ou em parafusos que tenham sofrido um ou mais ciclos de instalação, o que requer a aplicação de testes específicos, ou a medição direta por qualquer outro método.

Um ciclo de utilização é definido como positivo (aumento da pré-carga) e depois, posteriormente, negativo (diminuição da pré-carga) sobre um parafuso. Um parafuso é pré-carregado no seu primeiro ciclo de instalação até que ele esteja sujeito a um binário negativo pela primeira vez. Portanto, um parafuso que perdeu a pré-carga devido ao relaxamento, mas como não foi sujeito a um torque negativo necessita de reaperto e continua a ser considerado seu primeiro ciclo de instalação.

A.3.9 Fadiga

A fadiga nos materiais com sua análise de forma probabilística contornou a necessidade de entendimento da nucleação e formação da trinca, passando a obter

resultados confiáveis em meios adversos daqueles esperados e representados durante um determinado projeto e pôde estabelecer as condições de utilização de uma determinada peça, componente ou produto.

Mesmo cientes da inerência dos fatores do material, a descrição do comportamento de fadiga levou ao uso de resultados insuficientes e ao surgimento de conceitos como “*fail safe*” (falha segura) e “*safe life*” (vida segura), onde se passou a admitir a inevitabilidade da ocorrência de um defeito. Essa atividade ficou conhecida como a Mecânica do Dano Contínuo que fornece uma ferramenta poderosa para a previsão da evolução subcrítica de trincas sob quaisquer condições de carregamento, embora a análise da literatura mostre que as aplicações em fadiga sejam poucas, o que propicia um campo a ser desenvolvido.

Os conceitos iniciais demonstraram que as tensões geradas na fadiga eram de ordem infinita e relacionada a um valor crítico onde ocorrem as falhas em geral destrutivas do material com uma fratura rápida nos materiais frágeis. Esse valor é uma propriedade ou característica do material, porém suas medições práticas passaram a ser obtidas através de ensaios mecânicos cíclicos.

Apesar da aplicação e significância de tais estudos e conceitos difundidos no meio acadêmico, a energia considerada no “tempo de vida” de uma falha foi dividida em partes sendo uma proveniente do aparecimento e crescimento de uma trinca em virtude das solicitações cíclicas; e o restante gasto para a sua nucleação. A fronteira delimitada entre o final da nucleação, da sua formação e o início do crescimento de uma trinca não foram bem definidas passando a gerar controvérsias, visto que, a dependência da falha em um material qualquer é ampla se estendendo desde a sua composição, orientação dos grãos, defeitos iniciais, heterogeneidade micro-estrutural, limite de resistência, aplicação e geometria do componente mecânico; passando pelas condições de amplitude e razão do carregamento ao qual é submetida, variação da tensão sob o componente, da tensão residual e da tensão estrutural; influenciada ainda pela agressividade do meio, condições superficiais e de variação térmica.

O estudo da Fadiga deverá em breve esclarecer os fenômenos ainda indefinidos, pois a cada dia as exigências no emprego estrutural dos materiais vêm sendo motivadas por fatores técnicos, econômicos e ambientais. Para tal a engenharia têm dedicado grande parte dos seus esforços no desenvolvimento de novos materiais e o aperfeiçoamento dos procedimentos de projeto, análise e ensaios.

As concepções para projeto de vida útil-segura (*safe-life*) e de falha-segura (*fail-safe*) foram desenvolvidas originalmente por engenheiros aeronáuticos.

Na concepção do *safe-life* os carregamentos cíclicos são determinados e com essa informação, o componente é analisado numericamente ou experimentalmente, para a obtenção do número de ciclos suportáveis. Logo, a vida útil de um componente pode ser calculada como uma “previsão” e ser melhorada por um fator de segurança.

O conceito de *fail-safe* está caracterizado na compensação de uma falha individual pela própria integridade da estrutura que o componente está inserido. Ou seja, há a possibilidade de garantir que as partes restantes se mantenham operantes de forma segura por tempo suficiente até que a falha original seja detectada.

Ambos os conceitos deixam a desejar, no caso de *fail-safe* o projeto deve considerar desde sua concepção a possibilidade de substituição do componente sem prejuízo ao todo. Enquanto na *safe-life* mesmo com uma boa estimativa por testes experimentais o componente real poderá sofrer a ação de possíveis variáveis inesperadas no projeto. De qualquer forma é desejável que: componentes críticos sejam inspecionados periodicamente, afim de, garantir a segurança.

A relação entre vida em fadiga de um parafuso e pré-carga é determinado por cargas cíclicas externas o que altera as grandezas de tensão significativa tornando-as alternadas no elemento. Se não houver nenhuma pré-carga do parafuso sua carga é igual à carga da articulação, no entanto, se a pré-carga é aplicada ao parafuso, o conjunto é comprimido e parafuso mudanças de carga de forma mais lenta do que a carga conjunta porque uma parte da carga é absorvida como uma redução de compressão na articulação. Esta condição resulta numa redução considerável na variação parafuso carga cíclica e, conseqüentemente, aumenta a vida de fadiga do fixador.

Vida em fadiga geralmente apresentados sob a forma de diagramas de S-N, onde S significa amplitude de tensão e N para o número de ciclo de carga aplicada. Os pontos de concentração de tensão nas raízes das roscas e os filetes de cabeça-a-corpo são o principal fator que afeta a vida de fadiga.

A presença de defeitos no material é fato que deve ser considerado, tal o é que a razão proporcional de torção e flexão (τ/σ) em aços doces é da ordem de 0,58, contudo, na presença de defeitos esta razão pode chegar a 0,75.

Antes da existência da trinca num material metálico há gasto de energia para a propagação de discordâncias e a nucleação das trincas propriamente ditas. Essa energia

é oferecida ao componente pelas condições externas que estão interagindo favoravelmente ou não para a nucleação.

As alterações no material ocorrem internamente em iterações subatômicas na absorção e emissão cíclica do esforço ao qual é submetido causando um acúmulo e dissipação de energia em série alternada rápida realizando mudanças nas propriedades mecânicas proporcionando a movimentação e interação das discordâncias até o aparecimento das fissuras.

A falha por fadiga representa aproximadamente 85% dos casos de falhas em parafusos submetido a tração e a uma carga externa alternada. Aparentemente existe uma correlação entre o torque inicialmente aplicado no parafuso que influencia na vida em fadiga dos materiais unidos. O carregamento cíclico pode atuar sobre uma junta sem pré-carga ou com essa próxima de zero afrouxando a porca e realizando a sua desmontagem, conhecida como fadiga de baixo ciclo. Da mesma forma pode uma pré-carga excessiva comprometer o parafuso ao superar a tensão de escoamento do material aumentando-se sensivelmente a resistência do parafuso, porém com certa instabilidade *Bickford* (1998).

A sugestão de uma pré-carga próxima a 90% da tensão de escoamento do material, é válida para os casos em que não hajam solicitações cíclicas que configurem fadiga *Shigley* e *Mischke* (2001) ou em situações que a cargas cíclicas tenham períodos muito longos em que o material terá alguma solicitação repetidas vezes, porém num longo espaço de tempo entre as solicitações *Lehnhoff* (1994 e 1996).

De qualquer forma a pré-carga inicial com que o elemento de fixação é montado sempre o estará colocando na região elástica, porém é necessário mantê-lo abaixo do escoamento já que cargas externas posteriores poderão solicitar esforços que danifiquem a união estática e dinâmica da montagem.

Em relação ao aperto, duas considerações importantes devem ser feitas: o torque ótimo que será dado e a vida em fadiga do parafuso. A função do torque é a aplicação de uma ótima pré-carga e este por sua vez se relaciona com a vida em fadiga do parafuso.

B CONCEITOS APLICADOS

B.1 Equações no Domínio Plástico

As equações que relacionam as deformações com as tensões no domínio plástico são denominadas de equações constitutivas. A primeira equação constitutiva que se deve referir é a de *Levy-Mises*, obtida independentemente por *Levy* (1871) e mais tarde por *Von Mises* (1918) que permite relacionar o total de incrementos da deformação com o valor da tensão, e é expressa da seguinte forma:

$$\frac{d\varepsilon_{ij}^p}{\sigma'_{ij}} = d\lambda \quad (60)$$

Nesta equação, σ'_{ij} e $d\varepsilon_{ij}^p$ são os incrementos da tensão e da deformação plástica respectivamente e $d\lambda$ é uma constante de proporcionalidade, que depende dos carregamentos aplicados. Esta constante é definida por uma relação de trabalho por unidade de volume:

$$d\lambda = \frac{3}{2} \times \frac{d\bar{\varepsilon}}{\bar{\sigma}} \quad (61)$$

Os valores de $d\bar{\varepsilon}$ e $\bar{\sigma}$ são a deformação plástica efetiva e a tensão efetiva, respectivamente. Substituindo a equação 60 na 61, obtém-se a equação de *Levy-Mises* na seguinte forma:

$$d\varepsilon_{ij}^p = \frac{3}{2} \times \frac{d\bar{\varepsilon}}{\bar{\sigma}} \times \sigma'_{ij} \quad (62)$$

Esta equação despreza o componente elástico da deformação, logo seu uso é válido no regime plástico, sendo indicada para o estudo de processos de deformação plástica em que a deformação plástica alcança valores relativamente elevados e a deformação elástica pode ser desprezada sem alteração de resultados.

No caso mais geral, deverá usar-se uma equação constitutiva mais abrangente, que permita incluir a deformação elástica conhecida como equação de *Prandtl-Reuss* *Prandtl* (1925) e *Reuss* (1930) e que não é mais do que uma generalização da equação de *Levy-*

Mises, considerando o incremento de deformação total como sendo a soma das componentes dos incrementos das extensões elásticas e plástica, sendo escrita da seguinte forma:

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^p \quad (63)$$

Em que o incremento de deformação plástica é obtido pela Eq. 62 e o incremento de deformação elástica é calculado a partir das relações tensão – deformação em domínio elástico também conhecidas por leis de *Hooke*:

$$d\varepsilon_{ij}^e = \frac{1+\nu}{E} d\overline{\sigma}_{ij} + \frac{(1-2\nu)}{E} \times \frac{d\sigma_{ij}}{3} \times \delta_{ij} \quad (64)$$

Sendo E e ν , respectivamente o módulo de *Young* e o coeficiente de *Poisson*, e como já se viu anteriormente, δ_{ij} representa o delta de *Kronecker*.

A tensão efetiva $\bar{\sigma}$ é uma parte da função que determina a tensão aplicada e que permite comparar os estados de tensão multiaxiais com estados equivalentes de tensão uniaxiais. A tensão efetiva para o critério de plasticidade de *Von Mises* é dada por:

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{3}{2} \times \sigma_{ij} \times \sigma_{ij}} \quad (65)$$

A deformação efetiva $\bar{\varepsilon}$ definida como uma resposta conjugada da tensão relativamente ao trabalho incremental por unidade de volume dV :

$$dV = \bar{\sigma} \times d\bar{\varepsilon} = \sigma_{ij} \times d\varepsilon_{ij} \quad (66)$$

Considerando o critério de *Von Mises*, a deformação efetiva pode ser obtida pela integração do incremento (Eq. 65).

$$d\bar{\varepsilon} = \sqrt{\frac{3}{2} \times d\varepsilon_{ij} \times d\varepsilon_{ij}} \quad (67)$$

O critério de *von Mises* utiliza-se da Teoria da Máxima Energia de Distorção que na Eq. 68 é resultado direto da definição disposta anteriormente:

$$\sigma_{VM} = \frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (68)$$

Já o critério de *Tresca* utiliza-se da Teoria da Máxima de Tensão de Cisalhamento que na Eq. 68 é resultado direto da definição:

$$\sigma_{TR} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_n = \frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_3) \quad (69)$$

Quando conjugamos os critérios podemos verificar que o critério de *Tresca* é mais conservador que o critério de *von Mises*. Matematicamente os critérios de *Tresca* e *von Mises* para a plasticidade podem ser escritos sob a forma da equação:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \geq k \quad (70)$$

Em que k representa a tensão limite de elasticidade em cisalhamento puro, que se relaciona com a tensão do limite de elasticidade do material para o ensaio de tração uniaxial (σ_e), por $2.k = \sigma_{tr}$, no caso do critério de *Tresca*, e por $\sqrt{3}.k = \sigma_{vm}$, no caso do critério de *von Mises*. A representação gráfica destas equações no espaço tridimensional o campo de tensões de *Haigh-Westergaard*, ou espaço das tensões principais, define as superfícies como sendo o limite de elasticidade de *Tresca* representado por um prisma hexagonal e *von Mises* (Fig. 85), representado por um cilindro, ambos centrados no eixo $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$.

O critério de plasticidade de *Von Mises* é mais adequado à reprodução de resultados experimentais na generalidade dos materiais metálicos. Embora os processos de deformação plástica envolvam geralmente complexos estados de tensão multiaxial, a teoria da plasticidade desenvolve-se apoiada em ensaios simples com características uniaxiais e raramente biaxiais, como os exemplos anteriormente enunciados dos critérios de plasticidade. Assim, existe a necessidade de se definirem variáveis que permitam efetuar esta equivalência entre estados complexos de deformação e estados uniaxiais, surgindo, deste modo, os conceitos de tensão efetiva e deformação efetiva.

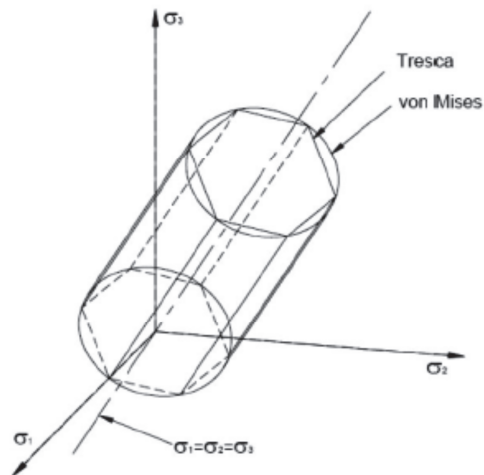


Figura 85– Representação gráfica de um material isotrópico no campo de tensões de Haigh-Westergaard.

Ao realizarmos uma união sem que hajam esforços externos aplicados, a carga axial do parafuso ($F_{0,b}$) e a força de compressão entre as partes (F_m) são iguais a força de aperto inicial (F_i). No momento em que o esforço externo (P) é aplicado, um aumento da força no parafuso é esperado, porém com o decréscimo da força de compressão entre as partes diminuindo-se a rigidez do parafuso que passará a ser:

$$R_b = \frac{A_{r,b} \cdot A_{f,b} \cdot E_b}{(A_{r,b} + A_{f,b}) \cdot L_m} \quad (71)$$

Onde, $A_{f,b}$ é área do maior diâmetro do parafuso, L_d o comprimento da porção não roscada do parafuso dentro da zona de compressão, $A_{r,b}$ é área da seção resistente do parafuso, $L_m - L_d$ o comprimento da porção roscada do parafuso dentro da zona de compressão e E_b o módulo de elasticidade do material que o parafuso foi fabricado.

B.2 Plasticidade Normativa

A plasticidade normativa possui um modelo analítico apresentado por várias normas, dentre elas a mais detalhada se faz por meio do Eurocode 5 que expande o cálculo da resistência de parafusos de uma ligação estrutural e possui como *parâmetro de caracterização o momento de plastificação do aço* $M_{p,b} - 5:6.2.1(3)$.

$$M_{p,b} = 0,8 \times f_{car,u} \times \frac{d_b^3}{6} \quad (72)$$

Onde $f_{car,u}$ é a resistência característica à tração do aço do parafuso.

O momento de plastificação corresponde ao valor de momento fletor para qual o parafuso, quando submetido à flexão simples, apresenta toda a seção transversal plastificada, com tensão residual igual à tensão de escoamento do material. E apresenta a seguinte relação (4.5.1.2(2) descrito no código) para parafusos de seção circular de aço de média resistência.

Segundo *Ehlbeck* (1995), esta expressão para o cálculo do momento de plastificação tem origem na teoria da flexão inelástica para materiais elástico-plásticos perfeitos. A figura B.1.5 apresenta a distribuição de tensões na seção transversal do parafuso quando toda seção encontra-se plastificada, submetida ao momento de plastificação.

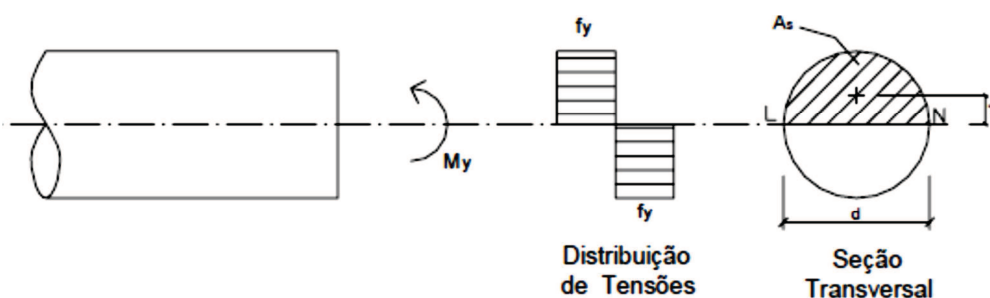


Figura 86 – Estado de tensões e momento de plastificação.

Para aços especiais o código prescreve que o momento de plastificação seja determinado experimentalmente de acordo com o código prEN 409 – *Timber structures – Test methods – Determination of the yield moment for dowel type fasteners – nails* (1993). Essa norma especifica um ensaio de flexão simples a quatro pontos e estabelece

a deformação limite para a qual a seção transversal se encontra completamente plastificada e o momento aplicado neste estágio corresponderá ao momento de plastificação do elemento.

B.3 Eficiência no Travamento

O travamento mecânico pode ser complementado com a utilização de adesivos químicos adicionados a rosca do elemento de fixação. No entanto, neste caso vamos nos referir apenas a situação sem o travamento químico onde o coeficiente de atrito é alterado e ocorre um incremento da equação resultado da força coesiva do adesivo utilizado. Para o caso mecânico há duas possibilidades.

A primeira maneira ocorre quando o elemento não pode suportar uma determinada carga externa (P), também chamada de autobloqueio do parafuso já que, a carga externa não pode proporcionar o afrouxamento da ligação e a condução ou retorno das tensões envolvidas está influenciada pela pré-carga correta proporcionada a união.

O efeito do atrito com relação à força aplicada pode ser medida e representada graficamente, a Fig. B.3 exemplifica um modelo dessa relação.

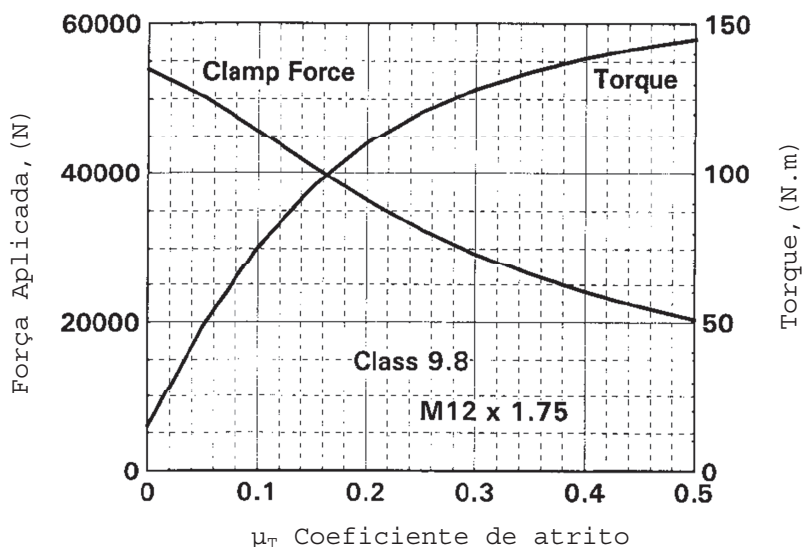


Figura 87 - Exemplo da representação gráfica da relação entre força aplicada, torque e coeficiente de atrito em parafuso M12x1,75 Classe 9.8.

Como podemos perceber a medida exemplifica que o torque referente a rosca é dependente do atrito dos elementos em contato e do campo de aplicação do torque.

Na prática o torque pode ser calculado a partir do passo, conseqüentemente fornecendo a força que o parafuso está submetido e subtraído do torque realmente aplicado. De qualquer maneira as normas em vigor sugerem que o parafuso não deve ser aliviado durante a sua montagem, devendo ocorrer somente em caso de sobrecarga caracterizada, pois a carga dos fios componentes do filete possivelmente já se encontram em uma região plástica em relação ao diâmetro menor de composição da rosca e sob cisalhamento o que pode provocar seu rompimento.

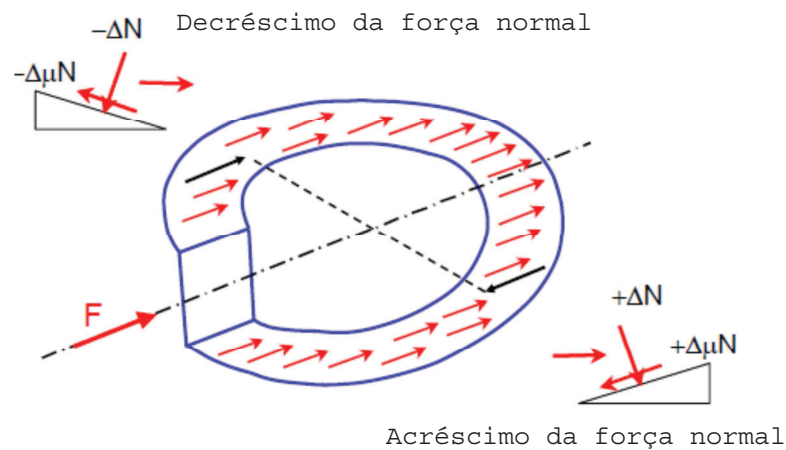


Figura 88 – Mecanismo de auto-afrouxamento do torque produzido (ASME 21 (159) 1978).

C EXPERIMENTO

C.1 DISPOSITIVOS

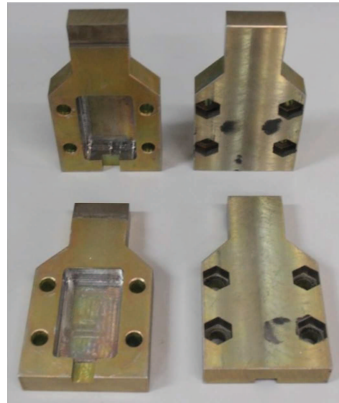


Figura 89 – Suporte do dispositivo de ensaio.

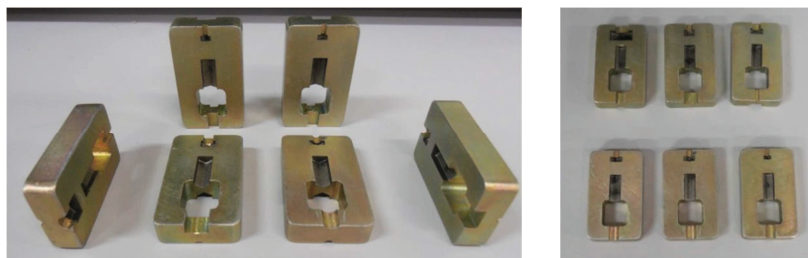


Figura 90 – Insertos Intercambiáveis do dispositivo de ensaio.



Figura 91 – (a) Disposição do conjunto de peças do dispositivo e (b) pré-montagem para utilização do dispositivo em ensaio.

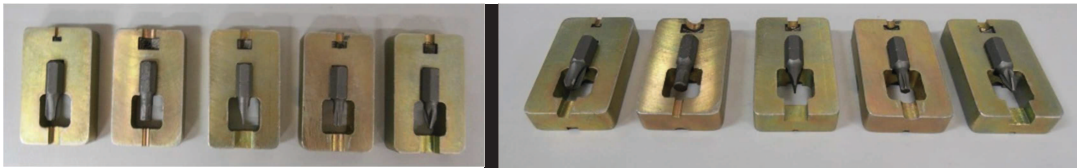


Figura 92– Montagem das pontas intercambiáveis.



Figura 93 – Capacidade de adaptação das pontas intercambiáveis.



Figura 94 – Montagem final do elemento de fixação no dispositivo.

As fotos digitais encontram-se disponibilizados na mídia anexa na pasta no diretório DVD:/FOTOS DISPOSITIVO, em arquivo no formato *.jpg em 600dpi de resolução.

Os desenhos do projeto do dispositivo e memorial de cálculo encontram-se disponibilizados na mídia anexa na pasta no diretório DVD:/DISPOSITIVO, em arquivo no formato *.part do software SolidWorks® 2010.

C.2 CORPOS DE PROVA

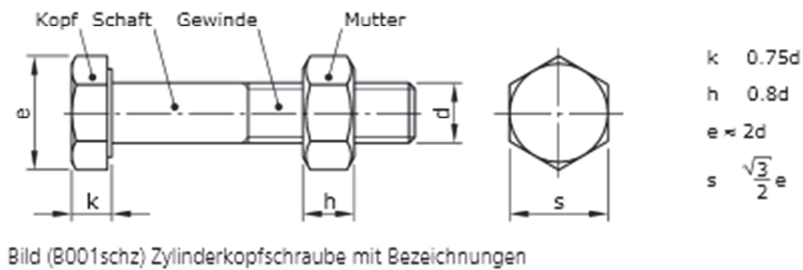


Figura 95 – Elemento de fixação padronizado conforme norma DIN 913.

C.3 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

C.3.1 Equipamentos Principais

O equipamento principal de ensaio foi a INSTRON - 8874 e o software informático BLUEHILL. O software permite inserir dados para controlar a prensa e adquirir, a posteriori, os resultados obtidos. Esta prensa tem uma capacidade máxima de 25kN de força axial suportável e 100N.m de torque aplicável, permite fazer ensaios de tração, compressão, flexão e corte de alta capacidade. Neste caso o ensaio efetuado foi o de tração combinado com o de torção.

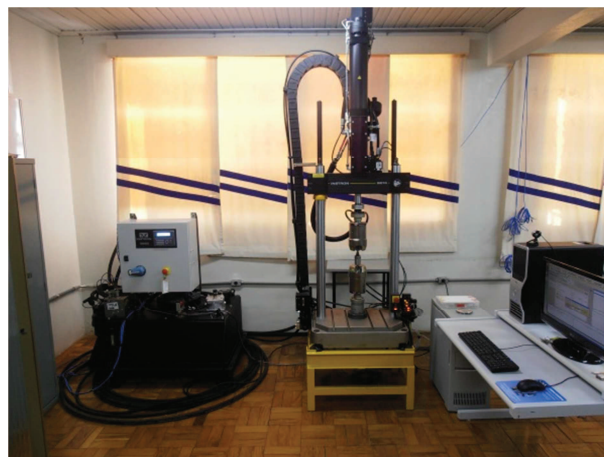


Figura 96 – INSTRON 8874 (à esquerda), consola de apoio da prensa (ao centro), sistema de programação da operação e recolha de dados (canto superior direito).



Figura 97– Sistema de unidade hidráulica do equipamento.

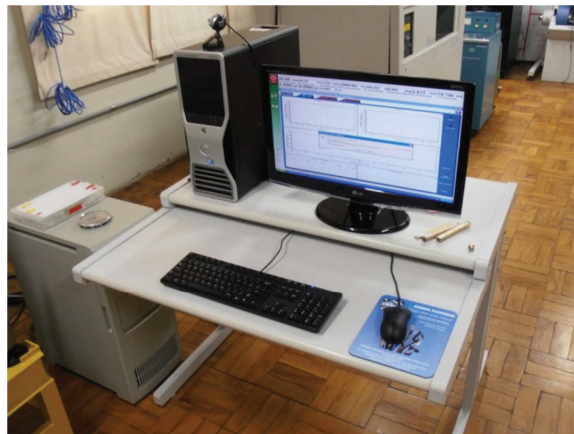


Figura 98 – Sistema de programação da operação e recolha de dados.

As fotos digitais encontram-se disponibilizados na mídia anexa na pasta no diretório DVD:/FOTOS DO EQUIPAMENTO, em arquivo no formato *.jpg em 600dpi de resolução.

C.3.2 Equipamentos Auxiliares

Os equipamentos auxiliares para os ensaios foram:

(i)Termômetro utilizado para verificar a temperatura ambiente do laboratório em que os ensaios foram realizados.

(ii)Canivete de roscas padrão

(iii)Projedor de perfil com aumento de 50 a 1600 vezes

(iv)Microscópio.

(iv)Medidor de dureza.

C.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

C.4.1 Dados Obtidos

Os dados obtidos com o equipamento principal onde foram realizados os ensaios encontram-se disponibilizados digitalmente na mídia anexa na pasta no diretório DVD:/ RESULTADO DOS ENSAIOS PLANILHA ELETRONICA, em arquivo no formato *.xls para o *software* Excel da família Microsoft Office® 2010.

C.4.2 Gráficos Obtidos

Os valores matemáticos obtidos encontram-se disponibilizados digitalmente na mídia anexa na pasta no diretório DVD:/ RESULTADOS ANALISADOS DOS ENSAIOS, em arquivo no formato *.xls para o *software* Excel da família Microsoft Office® 2010.

C.4.3 Fotos dos Elementos de Fixação

As fotos digitais encontram-se disponibilizados na mídia anexa na pasta no diretório DVD:/FOTOS DOS ELEMENTOS DE FIXAÇÃO, em arquivo no formato *.jpg em 600dpi de resolução.

C.4.4 Planilhas de Cálculos

Os valores matemáticos obtidos encontram-se disponibilizados digitalmente na mídia anexa na pasta no diretório DVD:/ RESULTADOS ANALISADOS DOS ENSAIOS, em arquivo no formato *.xls para o *software* Excel da família Microsoft Office® 2010.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[01]ABNT EB-168 – Propriedades Mecânicas de Elementos de Fixação – Parafusos e Prisioneiros. Julho de 1985.

ABNT PB-50 – Furos de Passagem para parafusos e Peças Roscadas Similares – Dimensões. Março 1990.

ABNT NBR 6672/81 – Materiais Metálicos – Determinação da Dureza Vickers – Método de Ensaio. Rio de Janeiro, 1984.

[02]CALLISTER Jr., W. D. (2002), *Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução*, LTC, 5 ed., Rio de Janeiro.

[03]DIN 912 – Parafusos de cabeça cilíndrica cm sextavado interno ISO 4762 modificada, 1976.

DIN 931 – Parafusos de cabeça sextavada de rosca métrica acabamento m e mg, 1962.

DIN 933– Parafusos sextavados com rosca até próximo à cabeça rosca métrica acabamento m e mg, 1962.

DIN 934 – Porca sextavada, rosca métrica, rosca métrica fina e acabamento m e mg, 1962.

DIN 964 – *Determination of coefficient of friction of bolt/nut assemblies under specified conditions*, Outubro de 1991.

[04]DRAGONI E., *Effect of Thread Pitch on the Fatigue Strength of Steel*. Proc IMech; Vol.211, pp. 591-560.1997.

[05]DUBBEL, *Handbook of Mechanical Engineering*. Londres. Springer-Verlag, 1951.

[06]ELIEZER D., Iferganea S., Eliazb N., Sterna N., Koganb E., Shemesha G., Sheinkopfa H., *The effect of Manufacturing Porcesses on the Fatigue Lifetime of Aeronautical Bolts*. Engineering Failure Analysis 8 (2001) 227-235. Março 2000.

[07]FUKUOKA T., TAKAKI T., *Mechanical Behaviors of Bolted Joints in Various Clamping Configurations*, Journal Of Pressure Vessel, Vol. 120, 1980.

[08]GRIZA, S., *Efeito do Torque na Vida em Fadiga de Uniões Parafusadas*. Dissertação de mestrado, programa de pós-graduação em Engenharia Metalúrgica e de Materiais da UFRGS. Porto Alegre 2000.

- [09]HABIBI N., Majzoobi G. H., Farrahi G. H., *Experimental Evaluation of the Effect of Thread Pitch on Fatigue Life of Bolts*. International Journal of Fatigue. Novembro 2003.
- [10]ITO Y., Otyoda J. and Nagata S., *Interference Pressure Distribution in a Bolt-Flange Assembly*. ASME paper nº. 77-WA/DE-11, 1997.
- [11]JUVINALL, Robert C., *Fundamentals of Machine Component Design*. New York: John Wiley & Sons, 1991.
- [12]KIRBY B. R., *The Behaviour of High-strength Grade 8.8 Bolts in Fire*. J. Construct Steel Research nº 33, pp. 3-38, 1995.
- [13]KULAK G. L., Fischer J. W., Struik J. H. A., *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints*. John Wiley & Sons, Canada. 1997.
- [14]LEHNOHOFF T. F., Wistehuff E. E., *Nonlinear Effects on the Stiffness of Bolted Joints*. Journal of Pressure Vessel Technology; vol 118, pp 48-53. Fevereiro 1996.
- LEHNOHOFF T. F., Wistehuff E. E., *Nonlinear Effects on the Stresses and Deformation of Bolted Joints*. Journal of Pressure Vessel Technology; vol 118, pp 54-58. Fevereiro 1996.
- LEHNOHOFF T. F., Bunyard B. A., *Bolt Thread and Ilead Fillet Stress Concentration Factors*. Journal of Pressure Vessel Technology; vol. 122, pp 180 -185. Maio 2000.
- LEHNOHOFF T. F., Ko K. II, Mckay M. L., *Member stiffness and Contact Pressure Distribution of Bolted Joints*. Journal of Pressure Vessel Technology; vol 116, pp 550-557. Junho 1994.
- [15]LEITE, M. P. *Comportamento das Juntas Rigidamente Fixadas por Parafusos*, Curso da Metalac SPS Ind. e Com. Ltda. (2005)
- [16] MARTINS, P., Rodrigues, J., *Tecnologia Mecânica - Tecnologia de Deformação Plástica Vol.1*, Escolar Editora, 2ª edição (2010).
- [17] MARTINS, P., Rodrigues, J., *Tecnologia Mecânica - Tecnologia de Deformação Plástica Vol.2*, Escolar Editora, 2ª edição (2010).
- [18] MEYERS, M. A. E Chawala, K. K., *Princípios de Metalurgia Mecânica*, Editora Edgard Blücher Ltda, 1982.
- [19] MUNIZ, J. M., Dissertação de Mestrado *Fenômenos Tribológicos Intrínsecos ao Travamento de Juntas de Engenharia Aparafusadas*. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2007.

- [20] PATTERSON E. A., HOBBS J. W., BURGUETE R. L., HEYES P. F., *The effect of Eccentric Loading on the Fatigue Performance of High-Tensile Bolts*. *International Journal of Fatigue*. Vol 22, pp. 531-538. Janeiro 2000.
- [21] PIZZIO E., Dissertação de Mestrado *Avaliação da Vida em Fadiga de Uniões Parafusadas- Estudo de Caso*. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre 2005.
- [22] PRANDTL L., *Spannungsverteilung in Plastischen Korporen*, Proc. 1st Int. Cong. on Mech., Delft, Technische Boekhandel en Drukkerij, J. Waltman Jr., 43-54, (1925).
- [23] RODRIGUES J. M. C., *Análise Teórica e Experimental do forjamento a frio*, Tese de Doutorado em Eng. Mecânica, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, (1993).
- [24] SHIGLEY, Martin J., SCRANTON, Pa. *Mechanical design of Machines*. *International Textbook*, 1995.
- [25] SPINELLI, D., *Fundamentos e Aplicações da Mecânica da Fratura Elastoplástica*, - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1997.
- [26] TIMOSHENKO, S. P., GOODIER, J. N. (1970), *Theory of Elasticity*, McGraw-Hill, Tokyo.
- [27] TEIXEIRA, C. D. S., Dissertação de Mestrado, *Parafusos Ocos de Parede Fina – Análise Numérico Experimental*, Universidade Técnica de Lisboa. Portugal, Outubro 2010.
- [28] <http://www.wikipedia.com/bolts.html>. Julho de 2012.