

**MODELAGEM DE LIGAÇÕES PARAFUSADAS PELO MÉTODO  
DOS ELEMENTOS FINITOS**

**Paula Moura Leite Vilela**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ESTRUTURAS

**"MODELAGEM DE LIGAÇÕES PARAFUSADAS PELO MÉTODO  
DOS ELEMENTOS FINITOS"**

Paula Moura Leite Vilela

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Estruturas da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia de Estruturas".

Comissão Examinadora:

---

Prof. Dr. Gabriel de Oliveira Ribeiro  
DEES - UFMG (Orientador)

---

Prof. Dr. Hermes Carvalho  
DEES - UFMG

---

Prof. Dr. Armando Cesar Campos Lavall  
DEES - UFMG

---

Prof. Dr. Gilson Queiroz  
DEES - UFMG

Belo Horizonte, 29 de dezembro de 2016

V699m	<p>Vilela, Paula Moura Leite. Modelagem de ligações parafusadas pelo método dos elementos finitos [manuscrito] / Paula Moura Leite Vilela. – 2016. xvii, 107 f., enc.: il.</p> <p>Orientador: Gabriel de Oliveira Ribeiro.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Bibliografia: f. 104-107.</p> <p>1. Engenharia de estruturas - Teses. 2. Ligações parafusadas - Teses. 3. Método dos elementos finitos - Teses. I. Ribeiro, Gabriel de Oliveira. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.</p>
	CDU: 624(043)

## AGRADECIMENTOS

Foram tantas as ajudas que recebi ao longo desse projeto. Enganei-me achando que a parte teórica seria a mais difícil de escrever. Como ser grata, nesse espaço tão pequeno, às inúmeras pessoas que me ofereceram o que há de mais precioso em suas vidas – o tempo – e dividiram comigo a dor e a delícia do amadurecimento que esse projeto exigiu de mim?

Começo agradecendo ao mentor e orientador desse projeto, Gílson Queiroz. Que honra ser guiada pelos seus ensinamentos, mais uma vez! A lição mais doce que você me ensinou como orientador foi: respeite a dificuldade do próximo. Mesmo com todas as minhas limitações, de conhecimento e de auto estima intelectual, você só conseguia me dizer que eu era extremamente capaz, e eu não tenho palavras para demonstrar meu imenso carinho e admiração pela sua pessoa. Você foi, em primeiro lugar, humano, e é isso que faz de você o melhor professor que um aluno pode ter! Muito obrigada.

Ao professor Gabriel, por gentilmente ter aceitado fazer parte da fase final desse projeto, pelas contribuições científicas e pela confiança.

Ao professor Lavall, pelos ensinamentos compartilhados nos últimos anos e pela compreensão.

Ao professor Estevam, que me acolheu de braços abertos no MECBIO e disponibilizou os computadores do laboratório para que eu conseguisse simular todos os modelos numéricos a tempo.

Aos professores e funcionários do Departamento de Engenharia de Estruturas da UFMG pela imensa troca de conhecimentos, especialmente ao Felício, pelo carinho e pelas palavras de incentivo constante, ao Roque, pelas gargalhadas, à Flor, pelas palavras doces, ao Fakury, por ter feito tudo o que estava ao seu alcance para que eu concluísse o primeiro projeto, à (santa) Inês, ao Eliezér e ao Gregory, sempre dispostos a me ajudar.

A todos os meus amigos queridos, especialmente aqueles que caminharam comigo nesse projeto: Ao Bozena, Rabisco, Paulinho, Léo, Faluba, Phelps, Ane, Anderson e, especialmente, ao Fubá –

foi sensacional fazer as disciplinas do Mestrado com vocês. Aos amáveis Zezinho e Laurinha. Às minhas doces companheiras, Mari e Marina. Ao Luquinhas, por tornar tudo mais leve e pelos empurrões nas aventuras acadêmicas.

Ao professor Hermes, que abraçou meu projeto nesses últimos seis meses e, hoje, sabe muito mais do que provavelmente gostaria sobre ligações! Obrigada pelo seu carinho e dedicação especiais.

Aos meus familiares, que torcem sempre pela minha felicidade, em especial à tia Gláucia pelas poderosas orações.

Às três pessoas mais importantes da minha vida: meus pais, Claiton e Cilene, e meu irmão, Rafael. Vocês me ensinam com Amor.

À minha persistência, teimosia e ao meu “insucesso” no primeiro projeto de Mestrado.

A Deus.

## RESUMO

Este trabalho discute a modelagem de uma ligação parafusada completa a partir de um modelo com um parafuso interligando duas ou três chapas. Inicialmente, valida-se o comportamento do modelo com um parafuso, através de comparações com a bibliografia, para três situações de carregamento: tração, cisalhamento e a combinação desses dois tipos de esforços no parafuso. Esse modelo inclui todas as considerações necessárias: contatos entre a chapa e a porca, cabeça e corpo do parafuso; contato entre as chapas, bem como o atrito entre elas; pré-esforço no parafuso. Além disso, responde adequadamente a forças paralelas e perpendiculares à superfície de contato entre as chapas, gerando inclusive os efeitos de alavanca. Esses modelos aferidos são, então, introduzidos como super elementos em vazios deixados na ligação completa, por meio de um processo relativamente simples, usando o programa de elementos finitos ANSYS®. Com esse preenchimento, serão montados dois modelos de ligação completa: com grupo de parafusos carregado excentricamente e entre dois perfis tipo T. Os resultados obtidos nesses modelos serão comparados com os de aspectos normativos atuais. Esses dois tipos de ligação têm aplicação prática da forma como serão estudados, e também como integrantes de ligações mais complexas – emendas parafusadas de vigas (região da alma), ligações viga-pilar com talas ou com chapa de extremidade, emendas de vigas com chapas de extremidade, etc.

**Palavras Chave:** Ligações parafusadas. Ligação com carregamento excêntrico. Ligação duplo T. Super elemento.

## ABSTRACT

This work discusses the modeling of a complete bolted connection based on a model with one bolt connecting two or three plates. Initially, the behavior of this model with one bolt is analyzed by comparing it with existing bibliography for three different types of applied load: tension, shear and a combination of these two. This model includes all necessary considerations: contacts between the plates and the nut, head and shank of the bolt; contact between the plates, as well as friction; and pre-load on the bolt. The model also responds properly to loads parallel and perpendicular to the contact surface between the plates, including prying action effects. These calibrated models are then introduced as super-elements in empty spaces left on the full connection, through a relatively simple process using the finite element software ANSYS®. Upon filling these spaces, two complete connection models will be created: one with a group of bolts eccentrically loaded and one between two T-stubs. The results obtained with these models will be compared with current design codes. These two connection types have a practical application in the way they will be analyzed, and also as part of more complex connections: bolted girder splices (in the region of web beam), beam-to-column connections with splice plates or end plate connections, beam splices with end-plates, etc.

**Key Words:** Bolted connections. Eccentrically Loaded Bolt Groups. T-stub connections. Super-element.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Rigidez e resistência de ligações. Fonte: Queiroz, G.; Vilela, P. M. L. - 2012.....	9
Figura 3.2 – Relação carga-alongamento de parafusos ASTM A325 submetidos à tração direta e à tração por aperto da porca. Fonte: Kulak et al. (1987) .....	18
Figura 3.3 – Comparação entre os dois modos de falha: tração por torque da porca no parafuso à esquerda e tração direta no parafuso à direita. Fonte: Kulak et al. (1987).....	18
Figura 3.4 – Resistência à tração “reserva” de parafusos ASTM A325 submetidos à tração direta após diferentes valores de giros da porca. Fonte: Kulak et al. (1987).....	19
Figura 3.5 – Zonas de deformação plástica para diferentes comprimentos de rosca.....	20
Figura 3.6 – Curva força-alongamento do parafuso de cabeça pesada ASTM A325 submetido à tração direta, lote 8B. Fonte: Rumpf e Fisher (1963) .....	21
Figura 3.7 – Relação entre a força de cisalhamento e o deslocamento para diferentes planos de corte. Fonte: Kulak et al. (1987).....	22
Figura 3.8 – Resistência à tração versus resistência ao cisalhamento. Nota: cada ponto representa o valor médio de um lote específico de parafusos. A resistência ao cisalhamento é computada na área sujeita ao corte (fuste ou rosca). Fonte: Kulak et al. (1987).....	23
Figura 3.9 – Curva tensão de cisalhamento <i>versus</i> deslocamento vertical de parafusos de cabeça pesada. Fonte modificada: Wallaert e Fisher (1964) .....	25
Figura 3.10 – Curva de interação típica para parafusos de alta resistência submetidos à combinação de tensões (tração e cisalhamento). Fonte: Kulak et al. (1987).....	27
Figura 3.11 – Equipamento utilizado na aplicação dos carregamentos combinados nos parafusos. Fonte: Chesson et al. (1964).....	28
Figura 3.12 – Diagrama de resistência à tração relativa por resistência ao cisalhamento relativa. Fonte: Chesson et al. (1964).....	31
Figura 3.13 – Parafusos da série B após a falha. Fonte: Chesson et al. (1964).....	33
Figura 3.14 – Centro instantâneo de rotação. Fonte: AISC (2005) .....	34
Figura 3.15 – Força no grupo de parafusos com carga aplicada paralelamente ao comprimento da ligação. Fonte: AISC (2005).....	35



Figura 3.16 – Relação carga-deslocamento do parafuso. Fonte: AISC (2005).....	36
Figura 3.17 – Coeficiente “C” para grupos de parafusos excêntrica-mente carregados, com ângulo de aplicação da carga igual a 0°. Fonte: AISC (2005).....	37
Figura 3.18 – Forças devido ao efeito de alavanca em uma linha de parafusos de um perfil T. Fonte: AISC (2005).....	39
Figura 3.19 – Superfície de falha referente ao critério de von Mises.....	42
Figura 3.20 – Geometria do elemento SOLID186.....	44
Figura 3.21 – Elementos de contato <i>TARGE170</i> e <i>CONTA174</i> .....	45
Figura 3.22 – Elemento <i>PRETS179</i> – nó de controle <i>K</i> .....	46
Figura 4.1 – Geometria e variáveis do modelo unitário com duas chapas; (a) vista frontal, (b) vista lateral direita e (c) vista tridimensional.....	48
Figura 4.2 – Geometria e variáveis do modelo unitário com três chapas; (a) vista frontal, (b) vista lateral direita e (c) vista tridimensional.....	48
Figura 4.3 – Dimensões de parafusos estruturais de alta resistência e de porcas sextavadas pesadas. Fonte: RCSC (2004).....	49
Figura 4.4 – Geometria e variáveis dos parafusos: (a) vista lateral; (b) vista isométrica.....	50
Figura 4.5 – Diagrama trilinear para o material das chapas.....	51
Figura 4.6 – Diagrama trilinear para o material do fuste e da rosca dos parafusos.....	52
Figura 4.7 – Áreas de possíveis contatos para o modelo unitário com duas chapas.....	54
Figura 4.8 – Condições de contorno do modelo unitário com parafuso sujeito à tração.....	57
Figura 4.9 – Condições de contorno do modelo unitário com parafuso sujeito ao cisalhamento duplo.....	57
Figura 4.10 – Condições de contorno do modelo unitário com parafuso sujeito à combinação de esforços de tração e cisalhamento.....	58
Figura 4.11 – Detalhes da malha do modelo unitário.....	59
Figura 4.12 – Curvas força-alongamento do parafuso sujeito à tração – Lote 8B.....	61
Figura 4.13 – Tensões de von Mises no corpo do parafuso [MPa]: (a) fase elástica; (b) início do escoamento; (c) final do escoamento; (d) carga última.....	62
Figura 4.14 – Deformações equivalentes de von Mises para o ponto “d” da Figura 4.12.....	63
Figura 4.15 – Status e pressão de contato entre a cabeça do parafuso e as chapas para o ponto “d” da Figura 4.12.....	63

Figura 4.16 – Curvas experimental e numérica da tensão de cisalhamento <i>versus</i> deslocamento vertical para parafusos tipo A325, lote 8B, sujeitos ao cisalhamento duplo.....	65
Figura 4.17 – Deslocamento vertical, $\Delta$ , para o último passo de carga do parafuso tipo A325, lote 8B, sujeitos ao cisalhamento duplo [mm]. .....	66
Figura 4.18 – Distribuição das tensões equivalentes de von Mises para o último passo de carga do parafuso tipo A325, lote 8B, sujeitos ao cisalhamento duplo [MPa]. .....	67
Figura 4.19 – Deformações equivalentes de von Mises para o último passo de carga do parafuso tipo A325, lote 8B, sujeitos ao cisalhamento duplo [mm/mm]. .....	67
Figura 4.20 – Distribuição das tensões de cisalhamento, $\tau_{yz}$ , para o ensaio numérico de cisalhamento duplo: (a) início da simulação; (b) início do escoamento ; (c) ponto intermediário entre o escoamento e a ruptura; (d) ruptura [MPa]. .....	68
Figura 4.21 – Distribuição das tensões de cisalhamento, $\tau_{yz}$ , em um dos planos de corte do fuste do parafuso para os pontos “b” e “d” [MPa]. .....	69
Figura 4.22 – Pressão de contato entre os furos das chapas e o corpo do parafuso [MPa].....	70
Figura 4.23 – Curva de interação para o parafuso tipo B.....	72
Figura 4.24 – Curva de interação para o parafuso tipo C.....	73
Figura 4.25 – Distribuição das tensões de von Mises para o parafuso da série B, proporção T-S igual a 0:1.0 – (a) primeiro passo de carga, protensão; (b) último passo de carga convergido [MPa]. .....	74
Figura 4.26 – Deslocamento vertical, $UY$ , do modelo: (a) antes do escorregamento; (b) após o escorregamento [mm]. .....	75
Figura 4.27 – Variação do deslocamento vertical, $UY$ , da chapa 2 com o percentual da carga total aplicada [mm]. .....	76
Figura 4.28 – Variação da força de protensão no parafuso com o percentual da carga total aplicada [N]. .....	77
Figura 4.29 – Deformação do parafuso tipo B, proporção T-S igual a 0:1.0, último passo de carga [mm/mm]. .....	77
Figura 4.30 – Pressão de contato devido à protensão do parafuso [MPa]. .....	78
Figura 4.31 – Curva de interação para o parafuso tipo B.....	81
Figura 5.1 – Modelos completos com os vazios previstos, onde foram inseridos os modelos unitários.....	83

Figura 5.2 – Disposições geométricas de ligações excêntricas avaliadas. ....	84
Figura 5.3 – Condições de contorno do modelo completo para grupo de parafusos sujeitos à carregamento excêntrico. ....	85
Figura 5.4 – Detalhes da malha dos modelos completos. ....	85
Figura 5.5 – Pressão de contato devido à protensão do parafuso [MPa]. ....	88
Figura 5.6 – Tensões de von Mises no último passo de carga convergido [MPa]. ....	88
Figura 5.7 – Deslocamentos verticais, $UY$ , para dois passos de carga consecutivos – escorregamento entre as chapas. ....	89
Figura 5.8 – Evolução da força de protensão ao longo do carregamento para os parafusos das extremidades e para o parafuso interno da ligação [ $10^2$ N]. ....	89
Figura 5.9 – Vetores de deslocamento obtidos para o último passo de carregamento [mm]. ....	90
Figura 5.10 – Condições de contorno do modelo completo duplo T. ....	91
Figura 5.11 – Detalhes da malha dos modelo completo. ....	92
Figura 5.12 – Distribuição das tensões de von Mises para perfis T com $t_f$ igual a 12,5 mm e carga de tração igual a 280 kN [MPa]. ....	93
Figura 5.13 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos, para $t_f$ igual a 12,5 mm e carga de tração igual a 280 kN [MPa]. ....	94
Figura 5.14 – Deformações equivalentes de von Mises nos parafusos, para $t_f$ igual a 12,5 mm e carga de tração igual a 280 kN [mm/mm]. ....	94
Figura 5.15 – Distribuição das tensões de von Mises para perfis T com $t_f$ igual a 25,0 mm e carga de tração igual a 646 kN [MPa]. ....	95
Figura 5.16 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos, para $t_f$ igual a 25,0 mm e carga de tração igual a 646 kN [MPa]. ....	96
Figura 5.17 – Deformações equivalentes de von Mises nos parafusos, para $t_f$ igual a 25,0 mm e carga de tração igual a 646 kN [mm/mm]. ....	96
Figura 5.18 – Distribuição das tensões de von Mises nas chapas, para $t_f$ igual a 37,5 mm e carga de tração igual a 702 kN [MPa]. ....	97
Figura 5.19 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos, para $t_f$ igual a 37,5 mm e carga de tração igual a 702 kN [MPa]. ....	98
Figura 5.20 – Deformação equivalente de von Mises nos parafusos para $t_f$ igual a 37,5 mm e carga de tração igual a 702 kN [mm/mm]. ....	98

## LISTA DE TABELAS E QUADROS

Tabela 3.1 – Propriedades dos parafusos do lote 8B – rosca laminada. ....	21
Tabela 3.2 – Resultados dos ensaios de tração direta dos parafusos A325, lote 8B.....	21
Tabela 3.3 – Propriedades mecânicas do material das chapas – ASTM A440. ....	24
Tabela 3.4 – Resultados dos ensaios dos parafusos ASTM A325, lote 8B, submetidos ao cisalhamento duplo. ....	25
Tabela 3.5 – Proporções de carregamento adotadas e ângulo de aplicação da carga de ensaio....	29
Tabela 3.6 – Variáveis de teste para os parafusos das séries B e C.....	29
Tabela 3.7 – Propriedades mecânicas do material das chapas – ASTM A7. ....	30
Tabela 3.8 – Resultados dos ensaios de parafusos das séries B e C sujeitos à combinação de esforços de tração e cisalhamento. ....	32
Tabela 4.1 – Pontos considerados da curva força-alongamento para definição da curva tensão-deformação multilinear– parafuso A325, lote 8B.....	60
Tabela 4.2 – Dados da curva tensão-deformação trilinear– parafuso A325, lote 8B e chapas ASTM A440. ....	60
Tabela 4.3 – Dados da curva tensão-deformação trilinear – parafuso ASTM A325, lote 8B.....	64
Tabela 4.4 – Dados das curvas tensão-deformação trilineares para o modelo numérico dos parafusos das séries B e C. ....	71
Tabela 4.5 – Valores das cargas últimas dos ensaios numéricos e experimentais para cada relação T-S, parafusos das séries B e C. ....	73
Tabela 4.6 – Valores das forças últimas para os parafusos da série B, por diferentes metodologias.....	81
Tabela 5.1 – Dados das curvas tensão-deformação trilineares para o modelo completo com grupo de parafusos excentricamente carregado.....	86
Tabela 5.2 – Variáveis das ligações excentricamente carregadas e respectivos valores dos coeficientes “C”. ....	87
Tabela 5.3 – Variáveis geométricas das ligações entre dois perfis tipo T. ....	91
Tabela 5.4 – Valores dos parâmetros relacionados aos modelos duplo T. ....	92

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Letras Romanas

$M$  – momento na ligação

$T$  – carga de tração aplicada

$T_u$  – carga de tração última do parafuso

$T_{spec}$  – carga de tração mínima exigida pelas especificações da ASTM

$x$  – razão entre a tensão de cisalhamento no plano de corte e a resistência à tração do parafuso

$y$  – razão entre a tensão de tração e a resistência à tração do parafuso

T-S – proporção entre as forças de tração e de cisalhamento

CG – centro de gravidade

$e$  – excentricidade

$P_u$  – força de cisalhamento solicitante de cálculo

IC – centro instantâneo de rotação

$l_o$  – distância linear entre o centro de gravidade e o centro instantâneo de rotação

$R$  – força de cisalhamento no parafuso sob um deslocamento  $\Delta$

$R_{ult}$  – força última resistente ao cisalhamento de um parafuso

$e$  – base logarítmica natural

$F_x$  – força aplicada no modelo numérico na direção x

$F_y$  – força aplicada no modelo numérico na direção y

$e_x$  – excentricidade da força

$s$  – espaçamento entre os parafusos

$C$  – coeficiente de resistência última para ligações com grupo de parafusos excentricamente carregados

$q$  – força de tração adicional por parafuso devido ao efeito de alavanca

$t_{min}$  – espessura mínima do flange requerida para eliminar o efeito de alavanca

$d_b$  – diâmetro nominal do parafuso

$p$  – largura tributária por linha de parafusos

$F_u$  – tensão de ruptura do elemento conectado

$t$  – espessura do elemento conectado

$B$  – força de tração resistente do parafuso  
 $d'$  – diâmetro do furo ao longo da largura do flange  
 $t_c$  – espessura do flange requerida para desenvolver a força de tração resistente do parafuso  
 $T_{avail}$  – força de tração resistente da ligação  
 $Q$  – coeficiente de minoração da resistência última de ligações sujeitas ao efeito de alavanca  
 $J_2$  – segundo invariante do tensor de tensões desviadoras  
 $S_{ij}$  – tensor de tensões desviadoras  
 $f$  – função de carregamento  
 $P$  – pressão normal desenvolvida na superfície de contato  
 $c$  – coeficiente que representa a coesão na interface (aderência química natural)  
 $d_{furo}$  – diâmetro do furo das chapas  
 $d_{final,porca}$  – diâmetro considerado para a porca  
 $W$  – diâmetro do círculo inscrito no hexaedro da porca  
 $d_{final,cabeça}$  – diâmetro considerado para a cabeça do parafuso  
 $F$  - diâmetro do círculo inscrito no hexaedro do parafuso  
 $H_1$  – espessura da cabeça do parafuso  
 $H_2$  – espessura da porca  
 $E$  – módulo de elasticidade longitudinal do aço  
 $f_{uch}$  – tensão de ruptura do material da chapa  
 $f_{yb}$  – tensão de escoamento do material do parafuso  
 $f_{ub}$  – resistência última do material do parafuso  
 $f_{yb,r}$  – tensão de escoamento do material da rosca do parafuso  
 $f_{ub,r}$  – tensão de ruptura do material da rosca do parafuso  
 $S$  – forças de cisalhamento atuantes  
 $UY$  – deslocamento vertical  
 $r_n$  – resistência última por parafuso  
 $R_n$  – resistência última da ligação  
 $F_{t,Rk}$  – força de tração última característica  
 $F_{v,Rk}$  – força de cisalhamento última característica  
 $F_{t,última}$  – força de tração última numérica/experimental  
 $F_{v,última}$  – força de cisalhamento última numérica/experimental

## Letras Gregas

$\Delta\theta$  - variação do ângulo original entre os eixos da viga suportada e do elemento suporte

$\sigma_s$  – tensão de tração

$\sigma_u$  – tensão de cisalhamento

$\Delta$  – deslocamento total do parafuso

$\Delta_{máx}$  – deslocamento total máximo do parafuso

$\phi$  – coeficiente de ponderação da resistência

$\sigma_y$  – tensão de escoamento à tração uniaxial

$\tau_{oct}$  – tensão de cisalhamento octaédrica

$d\varepsilon_{ij}^p$  – incremento do vetor de deformação plástica

$d\lambda$  – função escalar definida como parâmetro de carregamento

$\sigma_{ij}$  – tensor de tensões

$\tau$  – tensão de cisalhamento resultante na superfície em contato

$\tau_{lim}$  – tensão de cisalhamento limite

$\mu$  – coeficiente de atrito

$\varepsilon_{uch}$  – deformação última do material da chapa

$\varepsilon_{yb}$  – deformação correspondente à tensão de escoamento do material do parafuso

$\varepsilon_{ub}$  – deformação correspondente à resistência última do material do parafuso

$\delta$  – alongamento

$\tau_0$  – tensão de cisalhamento média

$\tau_{yz}$  – tensões de cisalhamento no plano  $XY$

$\tau_{yz,máximo}$  – tensões máxima de cisalhamento no plano  $XY$

$\Delta$  – deslocamento vertical

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

AASHTO – *American Association of State Highway and Transportation Officials*

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

AISC – *American Institute of Steel Construction*

APDL – *Ansys Parametric Design Language*

ASTM – *American Society for Testing and Materials*

GCSS – *German Committee for Structural Steelwork*

RCRBSJ – *Research Council on Riveted and Bolted Structural Joints*

UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais



# SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS.....	i
RESUMO .....	iii
ABSTRACT .....	iv
LISTA DE FIGURAS .....	v
LISTA DE TABELAS E QUADROS .....	ix
LISTA DE SÍMBOLOS .....	x
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS .....	xiii
SUMÁRIO.....	xiv
1 INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Aspectos gerais .....	1
1.2 Breve histórico do surgimento de parafusos como meios de ligação estruturais .....	3
1.3 Organização da dissertação .....	5
2 MOTIVAÇÃO, OBJETIVO E METODOLOGIA .....	6
2.1 Motivação.....	6
2.2 Objetivo.....	6
2.3 Metodologia.....	7
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	8
3.1 Classificação das ligações .....	8
3.2 Breve histórico de análises experimentais realizadas em ligações parafusadas .....	10
3.3 Breve histórico de análises numéricas realizadas em ligações parafusadas .....	14
3.4 Comportamento de um parafuso isolado.....	16
3.4.1 Parafusos sujeitos à tração .....	17

3.4.1.1	Considerações gerais .....	17
3.4.1.2	Dados experimentais utilizados como referência .....	20
3.4.2	Parafusos sujeitos ao cisalhamento.....	22
3.4.2.1	Considerações gerais .....	22
3.4.2.2	Dados experimentais utilizados como referência .....	24
3.4.3	Parafusos sujeitos a esforços combinados de tração e cisalhamento.....	26
3.4.3.1	Considerações gerais .....	26
3.4.3.2	Dados experimentais utilizados como referência .....	28
3.5	Comportamento de ligações completas.....	33
3.5.1	Ligações com grupo de parafusos carregados excêntrica.....	33
3.5.2	Ligações entre dois perfis tipo T – efeito de alavanca.....	38
3.6	Formulação matemática .....	41
3.6.1	Critério de escoamento de von Mises .....	41
3.6.2	Não linearidade física - encruamento e regra de fluxo .....	42
3.6.3	Elementos finitos utilizados .....	43
3.6.3.1	SOLID186 .....	43
3.6.3.2	CONTA174 e TARGE170 .....	44
3.6.3.3	PRETS179 .....	45
4	DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-NUMÉRICO DO MODELO UNITÁRIO.....	47
4.1	Descrição do modelo numérico unitário .....	47
4.1.1	Geometria .....	47
4.1.2	Modelos constitutivos dos materiais.....	51
4.1.3	Descontinuidades geométricas .....	53
4.1.4	Inserção do modelo unitário nos modelos completos.....	55
4.1.5	Condições de contorno e discretização da malha .....	56

4.2	Comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais de parafusos sujeitos à tração.....	59
4.3	Comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais de parafusos sujeitos ao cisalhamento duplo .....	64
4.4	Comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais de parafusos sujeitos a esforços combinados de tração e cisalhamento.....	70
4.5	Discussão sobre a resistência dos parafusos segundo aspectos normativos atuais.....	78
4.5.1	Determinação da resistência última de parafusos conforme a norma ABNT NBR8800:2008 .....	79
4.5.1.1	Parafusos sujeitos à tração.....	79
4.5.1.2	Parafusos sujeitos ao cisalhamento simples .....	79
4.5.1.3	Parafusos sujeitos a esforços combinados de tração e cisalhamento.....	79
4.5.2	Determinação da resistência última de parafusos conforme a norma AISI/AISC 360-10 .....	80
4.5.2.1	Parafusos sujeitos à tração.....	80
4.5.2.2	Parafusos sujeitos ao cisalhamento simples .....	80
4.5.2.3	Parafusos sujeitos a esforços combinados de tração e cisalhamento.....	80
4.5.3	Análise comparativa dos resultados.....	80
5	DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-NUMÉRICO DE MODELOS COMPLETOS.....	83
5.1	Ligações excêntricas – centro instantâneo de rotação .....	84
5.1.1	Descrição sucinta do modelo numérico .....	84
5.1.2	Resultados .....	86
5.2	Ligação entre dois perfis tipo T – efeito de alavanca .....	90
5.2.1	Descrição sucinta do modelo numérico .....	90
5.2.2	Resultados .....	92
6	CONCLUSÃO .....	99

6.1	Sugestões para trabalhos futuros .....	102
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	103

# 1

## INTRODUÇÃO

### 1.1 Aspectos gerais

No decorrer dos últimos anos, nas discussões envolvendo análise estrutural e desempenho global das estruturas metálicas, o comportamento semirrígido das ligações tornou-se um tópico de extrema importância, tendo sido introduzido nos procedimentos de cálculo do AISC – *American Institute of Steel Construction* (1980) e, posteriormente, na metodologia de dimensionamento proposta pelo Eurocode 3 (1993).

Conforme Queiroz e Vilela (2012), ligação é o conjunto dos elementos de ligação – chapas ou outros tipos de perfis – e dos meios de ligação – parafusos, soldas, pinos e rebites. Sua função é unir uma barra a outra(s) barra(s), a um elemento de concreto ou a um dispositivo qualquer. Por apresentarem uma enorme diversidade de dispositivos e configurações, as ligações dão origem a descontinuidades físicas e geométricas, o que influencia significativamente o comportamento não linear da estrutura de um modo geral.

Usualmente, em uma análise estrutural, os elementos estruturais viga e pilar são tratados como barras, cuja interseção de eixos longitudinais resulta num ponto nodal ou nó. As ligações das barras que chegam a esse nó são tratadas idealmente como rígidas ou flexíveis. No primeiro caso, considera-se que o momento fletor total é transmitido entre os elementos e que o ângulo relativo entre eles não sofre alteração após a aplicação da carga, ao contrário do que ocorre nas ligações tratadas como flexíveis, em que não há continuidade rotacional nem transmissão de momento fletor entre os elementos.

Na realidade, porém, é praticamente impossível garantir um desses dois comportamentos. Há uma relação entre o momento fletor que uma viga aplica em um pilar e a variação do ângulo original entre seus eixos, e esse comportamento intermediário deve ser levado em consideração à medida que essa relação não se aproxima dos casos extremos (momento nulo ou rotação relativa nula).

Na tentativa de melhor representar o comportamento global das estruturas metálicas, as ligações passaram a ser classificadas conforme parâmetros mais realistas de resistência e rigidez, principalmente com o método dos Estados Limites Últimos como alternativa para avaliação da segurança estrutural, difundido a partir da década de 80.

O comportamento semirrígido das ligações passou, então, a ser incorporado na prática de análises estruturais, não só por representar melhor o comportamento real da estrutura em relação à sua resposta global, como também por contribuir no dimensionamento de elementos estruturais mais econômicos.

Dentre os meios de ligação empregados na prática, as ligações parafusadas destacam-se pela simplicidade e rapidez no processo de montagem de estruturas de aço, tanto as de pequeno, quanto as de grande porte. O grande número de variáveis existentes nesse tipo de ligação – espessura das chapas envolvidas na ligação, diâmetro e posicionamento dos parafusos, etc. – porém, dificultam a análise do seu comportamento.

Diante disso, modelos simplificados foram adotados pelos métodos de dimensionamento que, ao prezarem pela praticidade, conduziram a resultados com valores subestimados em relação à capacidade resistente das ligações.

O rápido avanço tecnológico dos computadores e dos programas computacionais para análise estrutural e de microcomputadores, ocorrido principalmente a partir do final da década de 90, tornou possível a realização de análises teóricas mais refinadas, incluindo não linearidade geométrica, não linearidade física, propriedades mais realistas das ligações e, no limite, até a inclusão das regiões nodais na estrutura global (região nodal compreende todas as ligações e trechos das barras afetados por essas ligações).

Diversos trabalhos e pesquisas têm sido desenvolvidos nos últimos anos com o intuito não só de realizar análises teóricas mais refinadas e de incorporar o comportamento semirrígido das ligações

nas análises estruturais e nos dimensionamentos das estruturas, como também de buscar classificações mais consistentes em relação ao comportamento estrutural das ligações.

## **1.2 Breve histórico do surgimento de parafusos como meios de ligação estruturais**

Os rebites eram os principais elementos de fixação utilizados em estruturas de ferro e aço. Apesar dos rebites conduzidos a quente serem capazes de desenvolver forças de protensão, estas não podiam ser controladas e variavam substancialmente, o que impedia sua consideração no cálculo das ligações.

Batho e Bateman *apud* Kulak et. al (1987) foram os primeiros a sugerirem o uso de parafusos de alta resistência em ligações estruturais metálicas e, em 1934, relataram ao Comitê de Pesquisa Científica e Industrial de Estruturas de Aço da Grã Bretanha (*Steel Structures Committee of Scientific and Industrial Research of Great Britain*) que parafusos com resistência mínima ao escoamento de 54 ksi (372 MPa) poderiam desenvolver forças de protensão suficientes para prevenir o deslizamento entre as partes conectadas de uma ligação.

Em 1947, foi criado o *Research Council on Riveted and Bolted Structural Joints* (RCRBSJ), um conselho de pesquisa com o propósito de dar continuidade às investigações necessárias para que adaptações fossem feitas nos vários tipos de ligações empregadas em estruturas de aço. A partir de então, os parafusos de alta resistência, utilizados apenas para o posicionamento das peças durante a montagem, passaram a ser usados como meios de ligação. A percepção de que esses parafusos poderiam ser de extrema utilidade na manutenção de pontes impulsionou o desenvolvimento dos trabalhos nesse estágio inicial.

A primeira especificação para juntas estruturais que permitiu a substituição de rebites por parafusos de alta resistência na proporção um para um foi emitida em janeiro de 1951, pela *American Society for Testing and Materials* (ASTM) em conjunto com o RCRBSJ. Já nos primeiros anos da década de 50, estudos sobre procedimentos de instalação, resistência ao escorregamento de ligações com diferentes tratamentos de superfície e comportamento de juntas sob carregamentos cíclicos foram realizados.

Na Alemanha, o comitê germânico GCSS – *German Committee for Structural Steelwork* – emitiu, em 1956, um regulamento prático preliminar sobre parafusos de alta resistência, construído com base em experiências laboratoriais e na construção de pontes. Em 1959, a instituição *British Standards Institution* divulgou a norma BS 3139, que trata do material dos parafusos. No ano seguinte, lançou-se a norma BS 3294, com procedimentos de cálculo e práticas adotadas em campo (KULAK et al., 1987).

A partir de então, os rebites tornaram-se menos comuns, não só por requererem mais equipamento e mão-de-obra do que os parafusos, mas também por estes serem mais resistentes, desenvolverem maior pressão de contato entre as partes conectadas, e apresentarem um processo de montagem mais rápido, com menos ruído e com inspeções mais precisas. Em 1974, estimou-se que mais de 50 milhões de parafusos de alta resistência tinham sido usados nos Estados Unidos até então (MUNSE, 1976).



### **1.3 Organização da dissertação**

Este trabalho é organizado em seis capítulos.

O capítulo 1 apresenta alguns conceitos gerais sobre ligações, além de um breve histórico do surgimento dos parafusos de alta resistência.

O capítulo 2 apresenta a motivação e os objetivos da dissertação, bem como a metodologia empregada.

O capítulo 3 apresenta a revisão bibliográfica acerca do tema do trabalho. Primeiramente, é abordado o conceito de classificação das ligações, seguido do resumo histórico de análises experimentais e numéricas. Depois, é feita a descrição do comportamento de parafusos isolados sujeitos à tração, ao cisalhamento e à combinação desses esforços, e do comportamento de ligações completas de dois tipos: com chapa simples, em que o grupo de parafusos encontra-se excentricamente carregado, e entre dois perfis tipo T.

O capítulo 4 apresenta o desenvolvimento teórico-numérico do modelo unitário em elementos finitos com um parafuso, bem como sua validação através de ensaios experimentais disponíveis na bibliografia e de aspectos normativos.

O capítulo 5 apresenta o emprego do modelo unitário com um parafuso nas ligações completas abordadas neste trabalho e avaliação dos resultados segundo aspectos normativos.

O capítulo 6 apresenta as principais conclusões obtidas no trabalho.

O capítulo 7 apresenta as referências bibliográficas, e o capítulo 8, as rotinas computacionais desenvolvidas na linguagem APDL do ANSYS® para o modelo unitário e para os modelos completos.

# 2

## MOTIVAÇÃO, OBJETIVO E METODOLOGIA

### 2.1 Motivação

Existe uma grande dificuldade na modelagem via método dos elementos finitos de uma ligação parafusada, devido a problemas como definição das regiões de contato entre os componentes da ligação, geometria e protensão dos parafusos, atrito, dentre outros.

A motivação deste estudo é tentar captar o comportamento de ligações parafusadas adequadamente, usando o método de elementos finitos para desenvolver um modelo unitário (um parafuso unindo duas ou três chapas) para, posteriormente, inseri-lo em ligações completas de vários tipos, por meio de um processo relativamente simples.

### 2.2 Objetivo

O objetivo principal desse trabalho é desenvolver um modelo de elementos finitos, correspondente ao comportamento de um parafuso ligando duas ou três chapas quadradas, de forma a incluir todas as considerações necessárias: contatos entre as chapas e a porca, a cabeça e o corpo do parafuso; contato entre as chapas, bem como atrito entre elas; pré-esforço no parafuso.

Esse modelo deve responder adequadamente a forças paralelas e perpendiculares à superfície de contato entre as chapas, captando inclusive os efeitos de alavanca.

Finalmente, esse modelo deve ter o potencial de ser inserido em uma ligação completa, com qualquer quantidade e posicionamento dos parafusos.

## 2.3 Metodologia

A metodologia adotada para este estudo consiste em desenvolver um modelo em elementos finitos, conforme as seguintes etapas:

- a) Desenvolver um modelo com apenas um parafuso;
- b) Validar o modelo por meio de comparações com resultados experimentais disponíveis na bibliografia, contemplando parafusos sujeitos à tração, ao corte e à combinação desses esforços;
- c) Desenvolver um processo de inserção do modelo com um parafuso em uma ligação completa, também modelada com elementos finitos;
- d) Analisar numericamente ligações completas modeladas pelo método dos elementos finitos e comparar com previsões de aspectos normativos atuais. Foram escolhidos dois tipos de ligação completa: com chapa simples, em que o grupo de parafusos encontra-se excentricamente carregado e sujeito, essencialmente, ao cisalhamento; entre dois perfis tipo T, com os parafusos sujeitos, essencialmente, a esforços de tração.

# 3

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, é abordado, primeiramente, o conceito de classificação das ligações, seguido do resumo histórico de análises experimentais e numéricas envolvendo ligações parafusadas. Posteriormente, são apresentados conceitos gerais e específicos acerca do comportamento de parafusos isolados sujeitos à tração, ao cisalhamento e à combinação desses esforços, bem como de ligações completas com chapa simples e duplo T. Em seguida, são descritos os elementos finitos utilizados na modelagem numérica deste trabalho.

### 3.1 Classificação das ligações

A maneira mais usual de representar o comportamento de uma ligação é através da relação entre momento fletor por ela transmitido e sua rotação. A análise dessa relação leva ao entendimento do comportamento da ligação, possibilitando o estudo da contribuição da semirrigidez das ligações na análise global da estrutura.

Existem diversos estudos sobre o comportamento de ligações que visam classificá-las conforme sua resistência, rigidez e ductilidade. Queiroz e Vilela (2012) apresentam, para o caso específico de ligações em extremidades de vigas sujeitas à flexão, para pequenos valores de força normal, duas classificações: uma em função da rigidez e outra em função da resistência da ligação.

Em função da rigidez, as ligações são classificadas em:

- rígidas: quando o ângulo original entre os eixos da viga suportada e do elemento suporte permanece praticamente inalterado, até que a ligação atinja seu momento resistente de cálculo;

- rotuladas: quando o momento na ligação permanece praticamente nulo para qualquer variação do ângulo original entre eixos da viga suportada e do elemento suporte;
- semirrígidas: quando existe uma interdependência entre o momento na ligação ( $M$ ) e a variação ( $\Delta\theta$ ) do ângulo original entre os eixos da viga suportada e do elemento suporte.

Em função da resistência, as ligações são classificadas em:

- totalmente resistentes: quando o momento resistente de cálculo da ligação for igual ou superior ao da viga suportada;
- parcialmente resistentes: quando o momento resistente de cálculo da ligação for inferior ao da viga suportada;
- rotuladas: quando o momento na ligação permanece praticamente nulo para qualquer variação do ângulo original entre eixos da viga suportada e do elemento suporte.

A Figura 3.1 ilustra as observações anteriores.

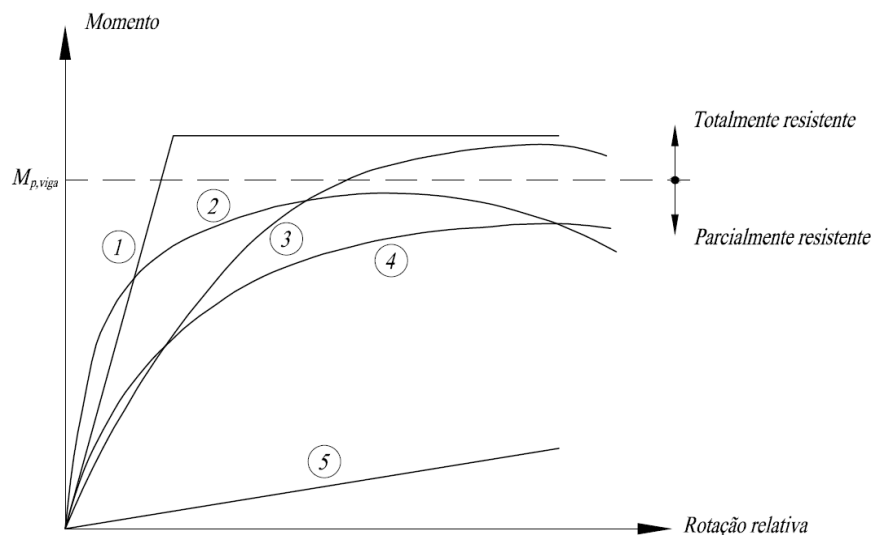


Figura 3.1 – Rigidez e resistência de ligações. Fonte: Queiroz, G.; Vilela, P. M. L. - 2012

A numeração indicada corresponde a: (1) ligação rígida, totalmente resistente; (2) ligação rígida, parcialmente resistente; (3) ligação semirrígida, totalmente resistente; (4) ligação semirrígida, parcialmente resistente; (5) ligação flexível.

### **3.2 Breve histórico de análises experimentais realizadas em ligações parafusadas**

Uma quantidade considerável de trabalhos experimentais e teóricos em ligações parafusadas, que teve início em 1931, já foi desenvolvida até o presente momento. A maioria das análises experimentais citadas neste item foram realizadas durante a década de 60, e fizeram parte de um amplo projeto de pesquisa chamado “*Large Bolted Joints Project*”, desenvolvido dentro do Laboratório de Engenharia Fritz da Universidade de Lehigh, supervisionado pelo Dr. Lynn S. Beedle e financiado pelo Departamento de Rodovias da Pensilvânia (*Pennsylvania Department of Highways*), pelo Departamento de Comércio dos EUA (*U.S. Department of Commerce – Bureau of Public Roads*), pelo Instituto Americano de Construção em Aço (*American Institute of Steel Construction – AISC*) e pelo Conselho de Pesquisa em Ligações Estruturais Rebitadas e Parafusadas (*Research Council on Riveted and Bolted Structural Joints - RCRBSJ*).

O objetivo desse amplo projeto foi estudar as grandes juntas parafusadas empregadas na época, sujeitas a carregamentos estáticos, conectadas com parafusos de alta resistência, e analisar as características de falha dessas juntas com chapas fabricadas em aço estrutural comum e aço de alta resistência. Além disso, determinar se um número menor de parafusos do que o requerido pelas especificações poderia ser usado – a rápida aceitação dos parafusos como meio de ligação pela indústria da construção, juntamente com a falta de conhecimento suficiente a respeito do seu comportamento estrutural, resultou na designada “regra da substituição”, em que um rebite A141 poderia ser substituído por um parafuso A325 de mesmas dimensões nominais, conforme especificação emitida pela ASTM em 1951 (FOREMAN E RUMPF, 1959).

Devido à complexidade do comportamento dessas juntas parafusadas, evidenciadas pelos resultados dos primeiros trabalhos experimentais, observou-se a necessidade do desenvolvimento de uma série de testes adicionais em parafusos isolados sujeitos à tração, ao cisalhamento ou à combinação desses esforços. Nesses estudos, diversos possíveis fatores de influência foram analisados, como o material das chapas, seu comprimento de aperto (pega) e as condições de tratamento de suas superfícies; o diâmetro, a classe e o comprimento de rosca dos parafusos, a localização do plano de corte (na rosca ou no fuste do parafuso), dentre outros.

Rumpf (1958) e Kaplan (1959) ensaiaram parafusos isolados, sujeitos ao cisalhamento duplo, visando estabelecer a influência da força inicial de protensão na resistência ao corte desses parafusos. Concluiu-se que a resistência última ao cisalhamento duplo do parafuso não é influenciada pela quantidade de protensão nele aplicada, e é igual a, aproximadamente, 70% da sua resistência última à tração determinada pelo ensaio estático de tração direta.

Com o aumento da necessidade de se obter resultados mais precisos, Bendigo e Rumpf (1959) realizaram ensaios em 110 parafusos de alta resistência com o propósito de determinar os efeitos dos métodos de calibração do parafuso à tração (tração direta ou tração por torque), analisando, ainda, os efeitos do comprimento de aperto e do comprimento da rosca do parafuso dentro da pega.

No ano seguinte, Bendigo e Rumpf (1960) apresentaram o primeiro relatório que continha um estudo sistemático do comportamento de parafusos ASTM A325 sujeitos ao cisalhamento duplo em juntas longas, propondo, inclusive, um possível procedimento de cálculo de sua resistência última ao corte em função do número de linhas de parafuso ao longo do comprimento da ligação. Os autores chegaram a uma conclusão importante: a suposição usual de que a carga de cisalhamento é igualmente distribuída por todos os parafusos da ligação não é válida para juntas longas por contato.

No início de 1961, uma questão foi levantada pelo conselho de pesquisa RCRBSJ: se as reduções nos comprimentos de rosca dos parafusos afetariam as conclusões de Bendigo e Rumpf (1959). Assim, o comitê concordou em dar início a uma investigação desses novos parafusos. O estudo de calibração dos novos parafusos por Fisher et al. (1962) averiguou que: (1) o tipo de ensaio à tração do parafuso (ensaio de tração direta ou por aplicação de torque na porca) não influencia a parte elástica de sua relação força-alongamento, no entanto, quando se está além do limite de proporcionalidade, observa-se um decréscimo tanto na carga última quanto no alongamento do parafuso ao realizar-se o ensaio de tração por aplicação do torque; (2) quanto maior o comprimento da rosca na região de aperto, maior é o alongamento do parafuso, portanto, na carga última, o novo parafuso apresenta menor ductilidade devido ao menor comprimento de rosca na região da pega.

O comportamento e a resistência de parafusos isolados passaram, então, a ser investigados sistematicamente. Chesson, Faustino e Munse (1964) realizaram 115 ensaios em parafusos isolados do tipo ASTM A325 e ASTM A354 grau BD (cujas propriedades são similares às do parafuso tipo

ASTM A490), submetendo-os a diversas combinações de esforços de tração e cisalhamento. Christopher e Fisher (1963) apresentaram os resultados de ensaios de tração de parafusos de aço-liga temperados tipo ASTM A354 BC, ASTM A354 BD e ASTM A490, com o intuito de incorporá-los seguramente aos meios de ligação estruturais praticados. Wallaert e Fisher (1964) também ensaiaram parafusos isolados do tipo ASTM A354 BC, ASTM A354 BD, ASTM A490 e ASTM A325, submetendo-os ao cisalhamento duplo. Em todos esses estudos, foram avaliados diversos fatores que poderiam interferir na resistência e no comportamento dos parafusos.

Fisher et al. (1965) propuseram critérios de dimensionamento de ligações por contato e por atrito. Os resultados experimentais de suas análises e de análises anteriores, realizadas em emendas longas de chapas em aço ASTM A7 e ASTM A440, conectadas por parafusos de alta resistência ASTM A325 e ASTM A490, validaram as formulações teóricas propostas, utilizadas como base para as especificações do RCRBSJ.

Crawford e Kulak (1968) estudaram o comportamento de conexões parafusadas carregadas excentricamente. Poucas pesquisas haviam abordado esse assunto até então, motivo pelo qual o método de cálculo utilizado apresentava-se muito conservador. Uma metodologia de cálculo mais realista para a determinação da resistência última dessas ligações foi proposta pelos autores, introduzindo o conceito de excentricidade efetiva. Esse conceito orientou a determinação dos coeficientes “C” de resistência última de ligações com grupo de parafusos excentricamente carregados, presentes no manual do AISC (2005) e abordado em detalhes no item 3.5.1 desse trabalho.

Yura e Frank (1981) desenvolveram um amplo programa experimental envolvendo aproximadamente 700 testes, com o objetivo de estimar uma carga de deslizamento estatisticamente confiável para conexões parafusadas sujeitas ao cisalhamento com superfícies de contato pintadas. Testes adicionais de fluência e fadiga foram executados para avaliar a adequação dos sistemas de pintura em pontes. Esse programa foi usado para desenvolver recomendações de projeto em ligações por atrito com superfícies pintadas para as especificações de pontes da AASHTO.

Kulak et al. (1987) compilaram todo o conhecimento desenvolvido até então sobre o comportamento de juntas parafusadas e rebitadas. Uma segunda edição desse livro foi publicada



em 2001, sendo essa uma das principais referências da norma americana atual, ANSI/AISC 360-10. Além do comportamento de rebites e parafusos isolados, essa referência apresenta o comportamento e recomendações de dimensionamento para a grande maioria das ligações usuais presentes em estruturas metálicas.

Astaneh et al. (1989) apresentaram o resumo de uma pesquisa experimental que investiga o comportamento e a resistência de ligações com chapa simples ao cisalhamento e, baseado em estudos analíticos e experimentais, desenvolveram e propuseram um procedimento de dimensionamento para essas ligações.

Ribeiro (1998) apresentou resultados teóricos e experimentais sobre o comportamento estrutural de ligações parafusadas viga-coluna com chapa de topo. Em sua tese, o autor faz uma extensa revisão bibliográfica, citando vários trabalhos importantes que estudaram o comportamento de ligações com chapa de topo, dentre eles o de Douty e McGuire (1965), Struik e deBack (1969), Krishnamurthy (1978b), Astaneh (1985), Thorton (1985) e Kulak et al. (1987). Todas essas pesquisas embasaram o modelo de ligações com perfis “T” da norma americana ANSI/AISC 360-10 (“*hanger type connections*”). Dentre os trabalhos desenvolvidos no Brasil, destacam-se os de Prelorentzou (1991), pioneiro no estudo experimental de ligações, e de Queiroz (1992 e 1995).

Moore et al. (2008) ensaiaram 1533 parafusos estruturais, compreendendo seis diâmetros e quatro graus diferentes de parafusos sujeitos à tração direta, ao cisalhamento simples com plano de corte fora da rosca e ao cisalhamento simples com plano de corte passando pela rosca. O objetivo do trabalho foi investigar a possibilidade de projetar ligações parafusadas mais econômicas através da alteração do coeficiente de ponderação da resistência praticado pelo ANSI/AISC 360-05 para parafusos estruturais, que acreditava-se ser conservativo e baseado não em análises estatísticas, mas em incertezas relacionadas à capacidade resistente dos parafusos e à ductilidade. Dessa forma, novos fatores de resistência foram propostos, com base nos índices de confiabilidade e reduções estatísticas, a partir dos resultados experimentais dessa pesquisa e demais resultados presentes na literatura.

Vale ressaltar que diversos outros programas experimentais envolvendo o comportamento não só de parafusos isolados, como também de ligações parafusadas completas, foram desenvolvidos nos últimos 60 anos e ainda se encontram em pleno desenvolvimento, tamanha a complexidade e

diversidade na configuração de ligações. Porém os mais expressivos, e que embasam esse trabalho, foram citados nesse breve resumo.

A partir dos anos 90, com o desenvolvimento computacional, tornaram-se frequentes pesquisas envolvendo análises numéricas e o uso desta como ferramenta para a discussão do comportamento de ligações. Os experimentos se mostram indispensáveis na validação dos modelos teóricos e numéricos, mas apresentam custo elevado, especialmente quanto aos principais temas de pesquisa atuais, que contemplam o comportamento de ligações face ao sismo e a situações de incêndio. Através do processamento numérico de modelos adequados, é possível reproduzir resultados experimentais com boa aproximação, podendo, inclusive, reduzir o número de ensaios necessários.

### **3.3 Breve histórico de análises numéricas realizadas em ligações parafusadas**

Existem inúmeras referências na bibliografia que tratam de ligações parafusadas através de análises numéricas. Grande parte dessas referências usaram as análises numéricas no intuito de extrapolar resultados de análises teórico-experimentais do próprio trabalho e/ou do de outros autores. Será retratada, neste subitem, apenas a metodologia numérica dos trabalhos de maior expressão aplicáveis a esta dissertação.

Krishnamurthy (1973 a 1979) *apud* Maggi (2004) foi um dos primeiros a realizar diversas pesquisas envolvendo análise de ligações por meio do método dos elementos finitos, examinando várias questões relacionadas às ligações com chapa de topo, como concentração de forças e efeitos de alavanca. Essa sequência de trabalhos serviu de base para a norma americana AISC de 1980.

Faella et al. (1998) analisaram a rigidez axial de ligações parafusadas duplo “T”, estudando o efeito da protensão inicial dos parafusos no comportamento dessas ligações. Os autores ressaltaram a importância da capacidade resistente dos modelos “T-stub” no dimensionamento das ligações com chapa de topo.

Piluso et al. (2001) avaliaram os mecanismos de colapso das ligações duplo “T” e constataram que a capacidade de deformação da ligação é diretamente influenciada pela espessura da chapa de topo, pelo diâmetro dos parafusos e pela distância entre o eixo dos parafusos e a alma do perfil “T”.

Maggi (2004) desenvolveu análises numérica e experimental sobre o comportamento estrutural de ligações parafusadas viga-pilar com chapa de topo, com foco na discussão da capacidade resistente dessas ligações. Sua modelagem numérica foi desenvolvida por meio do software ANSYS® e incluiu modelos tridimensionais de ligações duplo “T” e com chapa de topo estendida, onde foi possível observar os mecanismos de transmissão de esforços entre viga e pilar, bem como os mecanismos de plastificação da chapa de topo e dos parafusos. Os resultados foram comparados com a metodologia proposta pelo Eurocode 3 na determinação dos perfis “T” equivalentes.

Mata (1998) avaliou numericamente dois casos de ligação por chapa simples: o primeiro, composto por uma viga ligada à mesa de um pilar, representando um suporte rígido; o segundo, considerando uma viga conectada à alma de um pilar, representando um suporte flexível. Em ambos os casos, utilizou-se o programa de elementos finitos ANSYS® para modelagem da ligação completa, com análise não-linear e variação de parâmetros como dimensões, número e diâmetro dos parafusos, além do tipo e da posição dos elementos de apoio. Nos modelos de elementos finitos apresentados, fez-se o uso de um sistema de mola rotacional não-linear e de barras rígidas para simular os comportamentos carga-deslocamento de cada parafuso provenientes dos ensaios de Richard (1989). Foram usados elementos de viga (*BEAM4*), elementos de treliça (*LINK8*) e elementos de mola não-lineares com capacidade para grandes deslocamentos (*COMBIN39*) na modelagem dos parafusos. Para a modelagem da alma, mesas da viga apoiada e chapas simples, a autora utilizou elementos de casca (*SHELL43*). Com os resultados obtidos nas análises, foram propostas curvas momento-rotação para os dois casos analisados que pudessem ser empregadas em um programa de análise estrutural. Os modelos de elementos finitos desenvolvidos, apesar de simplificados, mostraram-se bastante satisfatórios e eficazes na previsão das respostas da ligação por chapa simples.

Yilmaz e Bekiroglu (2014) simularam parafusos sujeitos ao cisalhamento simples e duplo através do software ANSYS®, avaliando a influência da protensão inicial no comportamento dessas ligações. O modelo foi desenvolvido com elementos sólidos, desconsiderando a geometria da rosca, e elementos de contato foram utilizados para transmitir os esforços entre as partes. Curvas tensão-deformação trilineares foram definidas para os materiais do parafuso, da porca e das chapas.

Fransplass et al. (2015) investigaram o comportamento de barras roscadas sujeitas à combinação de tensões de tração e cisalhamento sob elevadas taxas de carregamento. Os modelos numéricos

tridimensionais simularam de forma detalhada a geometria da rosca, e conseguiram captar seu comportamento físico de uma maneira geral, mas a carga última e rigidez inicial observada na fase elástica para todos os casos de carregamento foram superiores quando comparadas com os resultados experimentais do trabalho. O entalhe proporcionado pela rosca de qualquer elemento estrutural apresenta comportamento complexo, difícil de ser modelado adequadamente em função da presença de picos de tensão e da necessidade de discretização da malha nestes locais.

Uma vez que a região nodal é composta por elementos diversos, com comportamentos distintos, a simulação dessa região, bem como a interação entre seus componentes, torna a modelagem de ligações parafusadas complexa. Avaliando os trabalhos citados anteriormente e diversos outros aqui não mencionados que envolvem análises numéricas, nota-se um grande refinamento nos modelos na busca da reprodução do comportamento dessas ligações. Esse refinamento foi possível com o avanço dos programas de elementos finitos somada à capacidade de processamento dos computadores. Hoje, as análises numéricas indicam, muitas vezes, resultados mais precisos do que os obtidos com formulações analíticas simplificadas, confirmando-se como uma das vertentes para o estudo do comportamento das ligações parafusadas, e viabilizando a análise e o dimensionamento de estruturas metálicas que levam em consideração a rigidez da região nodal.

### **3.4 Comportamento de um parafuso isolado**

As ligações são, geralmente, identificadas de acordo com o tipo de solicitação a que os parafusos estão sujeitos: tração, cisalhamento ou uma combinação de tração e cisalhamento. Emendas e chapas de reforço em treliças são exemplos típicos de ligações nas quais os parafusos estão sujeitos ao cisalhamento. Parafusos tracionados são comuns em ligações viga-coluna e em situações onde um elemento encontra-se suspenso por outro. Algumas ligações viga-coluna podem apresentar parafusos sujeitos à combinação desses esforços de tração e cisalhamento. Antes de se analisar uma ligação, é preciso conhecer o comportamento de cada parte que a constitui. Por isso, o comportamento de um único parafuso, sob as diversas condições típicas de carregamento, será analisado a seguir.

No presente trabalho, serão avaliados numericamente, sob as diferentes condições de carregamento, apenas parafusos do tipo ASTM A325, com plano de corte passando sempre pelo fuste do parafuso. Os resultados experimentais utilizados como referência na validação dos

resultados numéricos foram os de Rumpf e Fisher (1963) para parafusos isolados sujeitos à tração (item 3.4.1.2), de Wallaert e Fisher (1964) para parafusos isolados sujeitos ao cisalhamento duplo (item 3.4.2.2), e de Chesson, Faustino e Munse (1964) para parafusos isolados sujeitos à combinação desses esforços (item 3.4.3.2).

### **3.4.1 Parafusos sujeitos à tração**

#### *3.4.1.1 Considerações gerais*

Uma vez que o comportamento de um parafuso submetido a uma carga axial é regido pelo desempenho da sua parte rosqueada, a relação carga-alongamento de um parafuso é mais significativa do que a relação tensão-deformação do material desse parafuso. Existem duas maneiras de submeter um parafuso a esforços axiais de tração: diretamente ou através do aperto da porca do parafuso contra o material que se encontra entre a porca e a cabeça desse parafuso. Na prática, quando realizado de forma controlada, o método de aperto da porca é o método utilizado para aplicação de forças de protensão nos parafusos.

As curvas típicas de carga-alongamento de um parafuso submetido aos testes de tração direta e de tração através do aperto da porca são mostradas na Figura 3.2 para parafusos ASTM A325. Nota-se que os valores de carga e de alongamento últimos são menores para os ensaios de tração realizados com o método de aperto da porca do que os valores determinados através dos ensaios de tração direta. À medida que o torque é aplicado à porca, a parcela não resistida pelo atrito entre a porca e o material que está sendo apertado é transmitida ao parafuso e, devido ao atrito entre a porca e a rosca do parafuso, surge uma tensão de cisalhamento na haste devido à torção. Esse procedimento de aperto resulta em uma condição de tensão combinada no parafuso – tração e cisalhamento – o que leva a diferentes relações carga-alongamento.

Na Figura 3.2, são mostradas também as relações  $T/T_u$  e  $T_u/T_{spec}$ , onde  $T$  é a carga de tração aplicada,  $T_u$  é a carga de tração última do parafuso e  $T_{spec}$  é a carga de tração mínima exigida pelas especificações da ASTM. Nota-se que o valor da resistência à tração real dos parafusos submetidos ao teste de tração direta,  $T_u$ , excede de modo considerável o valor mínimo exigido,  $T_{spec}$  (120 *ksi* para diâmetros menores ou iguais a uma polegada e 105 *ksi* para diâmetros superiores a uma

polegada). As especificações da ASTM exigem testes de tração direta do parafuso real para a determinação de suas propriedades mecânicas.

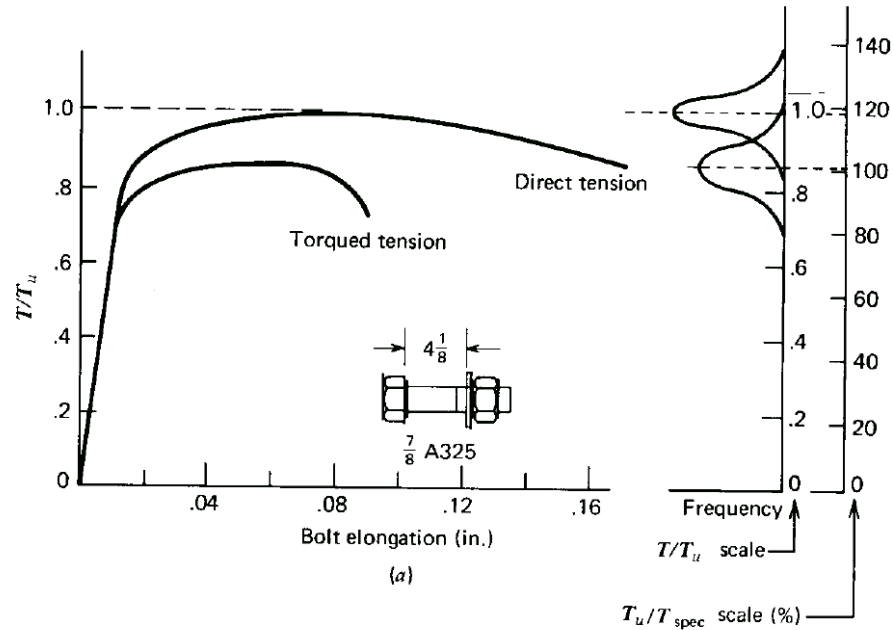


Figura 3.2 – Relação carga-alongamento de parafusos ASTM A325 submetidos à tração direta e à tração por aperto da porca. Fonte: Kulak et al. (1987)

O parafuso levado à falha pelo teste de tração direta apresenta também maior capacidade de deformação que o submetido à falha pela aplicação do torque, visível nas duas amostras da Figura 3.3. As diferenças entre as deformações das roscas dos parafusos são facilmente perceptíveis.



Figura 3.3 – Comparação entre os dois modos de falha: tração por torque da porca no parafuso à esquerda e tração direta no parafuso à direita. Fonte: Kulak et al. (1987)

Além do tipo de ensaio à tração, outros fatores que poderiam influenciar o comportamento do parafuso são discutidos a seguir. A Figura 3.4 ilustra as curvas força-alongamento de parafusos ASTM A325 solicitados à tração direta após diferentes valores de giro da porca (meia volta, dois terços de volta e cinco oitavos de volta). Observa-se que não há redução significativa da resistência última à tração do parafuso, ou seja, parafusos instalados com carga de protensão podem manter as cargas de tração direta sem praticamente nenhuma redução na sua resistência última à tração.

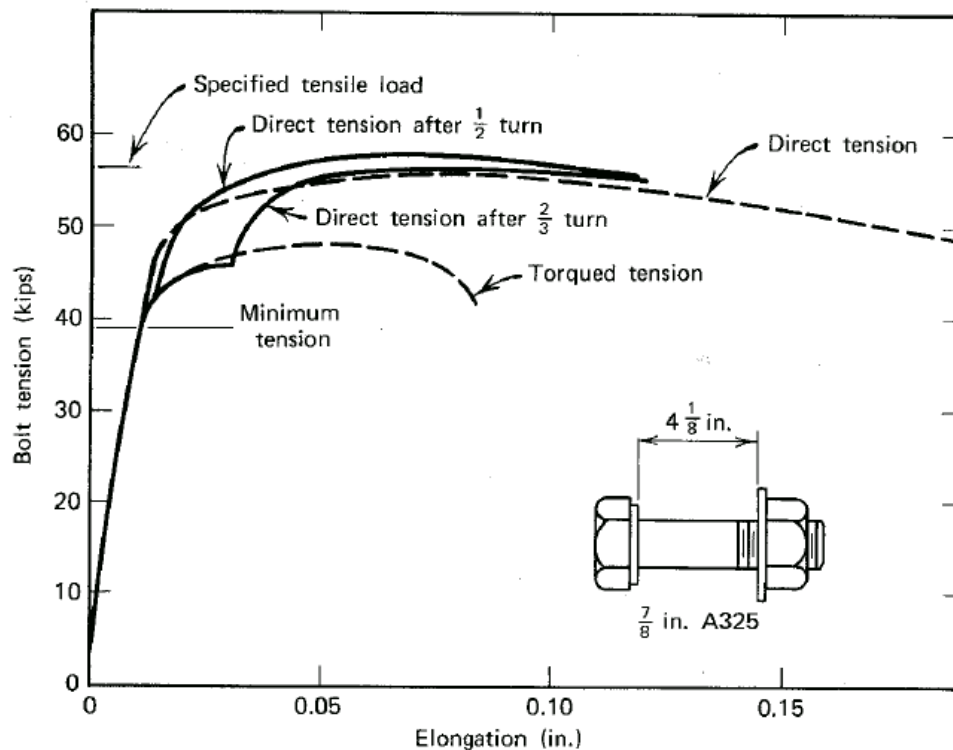


Figura 3.4 – Resistência à tração “reserva” de parafusos ASTM A325 submetidos à tração direta após diferentes valores de giros da porca. Fonte: Kulak et al. (1987)

Os ensaios realizados por Kulak et al. (1987) também tiveram como objetivo avaliar o alongamento dos parafusos até a ruptura. Os autores concluíram que o comprimento de rosca presente dentro do comprimento de aperto – distância entre as faces internas da cabeça e da porca do parafuso – influencia consideravelmente na ductilidade do parafuso, já que as deformações plásticas se concentram na parte rosqueada. Quando a carga aplicada está além do limite elástico do parafuso, como a área da seção transversal na região da rosca do parafuso é menor que no fuste, a parte rosqueada comporta-se plasticamente, enquanto o fuste permanece essencialmente elástico. Outros fatores analisados, como o tipo de ensaio à tração, o tipo de cabeça do parafuso e o comprimento

de aperto, não apresentaram influência significativa na ductilidade dos parafusos. Os parafusos ensaiados até a ruptura da Figura 3.5 indicam claramente a zona de deformação plástica: o parafuso da direita sofreu estricção ao longo de todo o seu comprimento (inteiramente rosqueado), enquanto o parafuso da esquerda apresentou estricção concentrada na sua parte rosqueada.

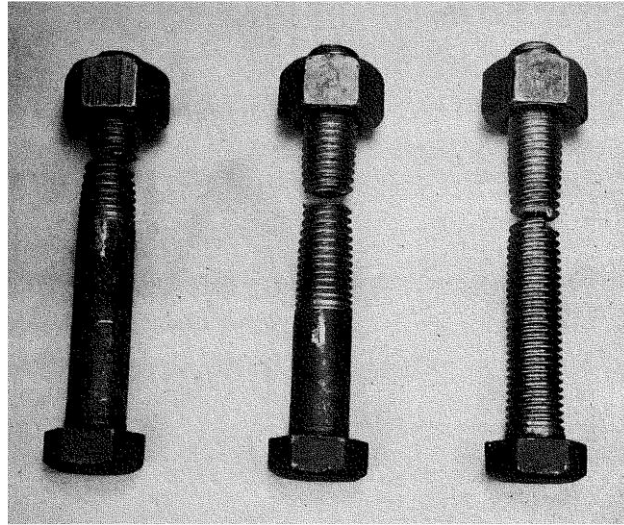


Figura 3.5 – Zonas de deformação plástica para diferentes comprimentos de rosca.

#### 3.4.1.2 Dados experimentais utilizados como referência

Rumpf e Fisher (1963) ensaiaram, à tração direta e à tração por torque, 170 parafusos estruturais do tipo A325, de cabeça regular e cabeça pesada. Para realização dos ensaios à tração direta, foi usada uma máquina universal hidráulica, com capacidade de carga igual a 300000 *lb* (1335 *kN*, aproximadamente). O diâmetro do furo central das placas era ajustado para cada diâmetro de parafuso ensaiado, mantendo sempre uma folga de 1/16 de polegada (1,6 *mm*). Nesses ensaios, foram aplicados incrementos de deslocamento (0,005 polegadas/min) e os parafusos não apresentavam protensão inicial (a não ser em alguns testes isolados, cujo objetivo foi analisar a influência da protensão inicial no comportamento de parafusos submetidos à tração direta).

As propriedades dos parafusos de cabeça pesada do lote 8B, escolhido para validação dos resultados numéricos, são apresentadas na Tabela 3.1. A Tabela 3.2 contém os resultados dos ensaios à tração direta desses parafusos, e sua curva força-alongamento está representada na Figura 3.6. Essa curva será utilizada na definição da relação tensão-deformação do material do parafuso no modelo numérico unitário sujeito à tração.



Tabela 3.1 – Propriedades dos parafusos do lote 8B – rosca laminada.

Diâmetro nominal	7/8 pol. = 22,25 mm
Comprimento sob a cabeça	5,5 pol. = 139,7 mm
Comprimento da rosca	1,5 pol. = 38,1 mm
Comprimento de aperto	4,125 pol. = 104,8 mm
Comprimento de rosca dentro da pega	0,125 pol. = 3,2 mm
Área efetiva	0,462 pol. <sup>2</sup> = 298,1 mm <sup>2</sup>
<i>Proof Load</i> *	36,05 kips = 160,4 kN
Carga última mínima	53,2 kips = 236,6 kN

\* Carga equivalente a, caracteristicamente, 85-95% da carga de escoamento.

Tabela 3.2 – Resultados dos ensaios de tração direta dos parafusos A325, lote 8B.

Carga última	55,6 kips = 247,3 kN
Carga de ruptura	48,0 kips = 213,5 kN
Alongamento elástico (" <i>proof load</i> ")	0,010 pol. = 0,254 mm
Alongamento na carga última	0,077 pol. = 1,956 mm
Alongamento na carga de ruptura	0,190 pol. = 4,826 mm

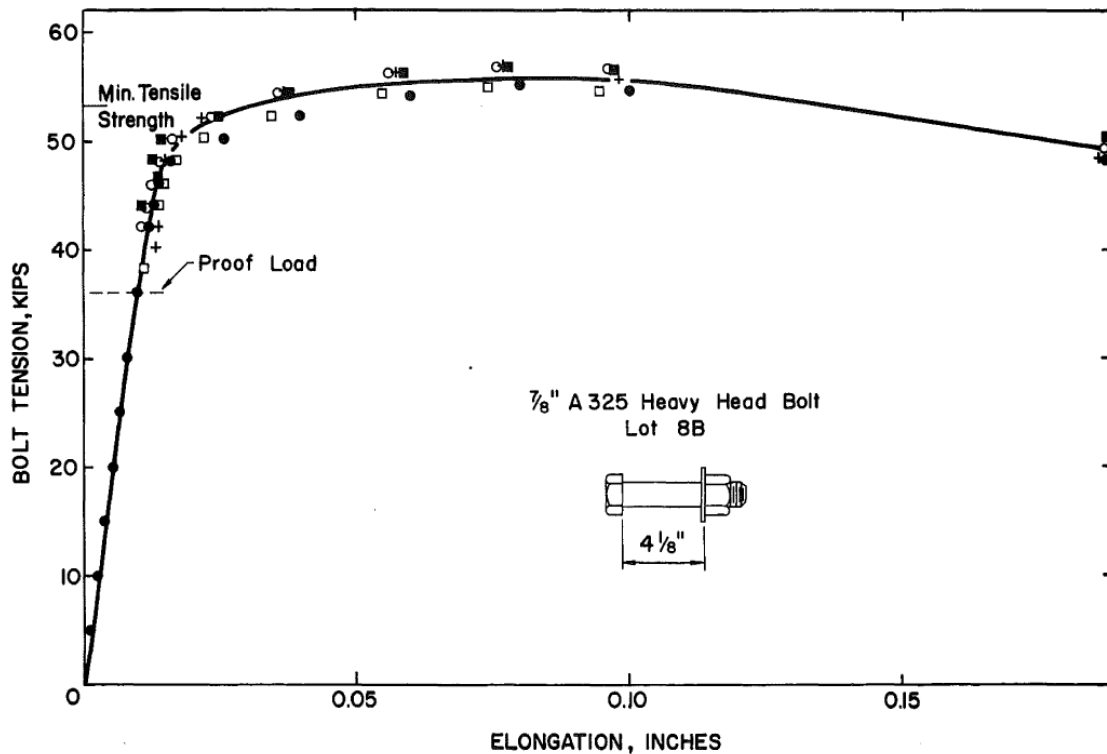


Figura 3.6 – Curva força-alongamento do parafuso de cabeça pesada ASTM A325 submetido à tração direta, lote 8B. Fonte: Rumpf e Fisher (1963)

### 3.4.2 Parafusos sujeitos ao cisalhamento

#### 3.4.2.1 Considerações gerais

A resistência ao cisalhamento de parafusos de alta resistência é diretamente proporcional à área sujeita ao cisalhamento no plano de corte. A área resistente ao cisalhamento na parte rosqueada do parafuso é menor que a área da haste do parafuso, e equivale a cerca de 75% da área nominal de parafusos comumente utilizados. A Figura 3.7 mostra a influência da localização do plano de corte no comportamento da relação carga-deslocamento de parafusos ASTM A325.

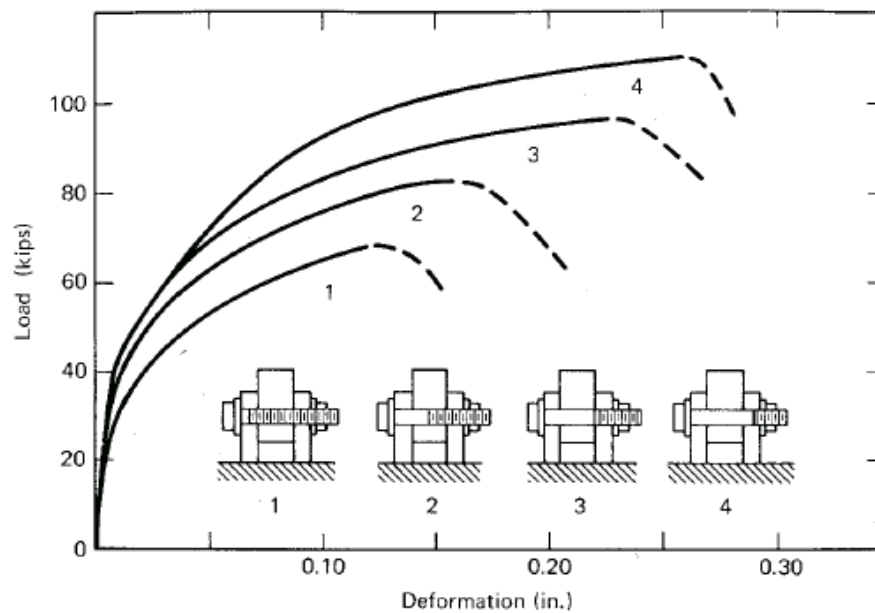


Figura 3.7 – Relação entre a força de cisalhamento e o deslocamento para diferentes planos de corte. Fonte: Kulak et al. (1987)

O esforço cortante e a capacidade de deformação do parafuso são máximos quando ambos os planos de corte passam pelo seu fuste. Quando ambos os planos de corte passam pela rosca do parafuso, menores cargas de cisalhamento e capacidades de deformação são obtidas.

A razão entre a resistência ao cisalhamento e a resistência à tração independe do tipo de parafuso. Essas resistências estão plotadas para vários lotes de parafusos ASTM A325 e ASTM A490 na Figura 3.8. A resistência média ao cisalhamento do parafuso é igual a, aproximadamente, 62% de sua resistência à tração.

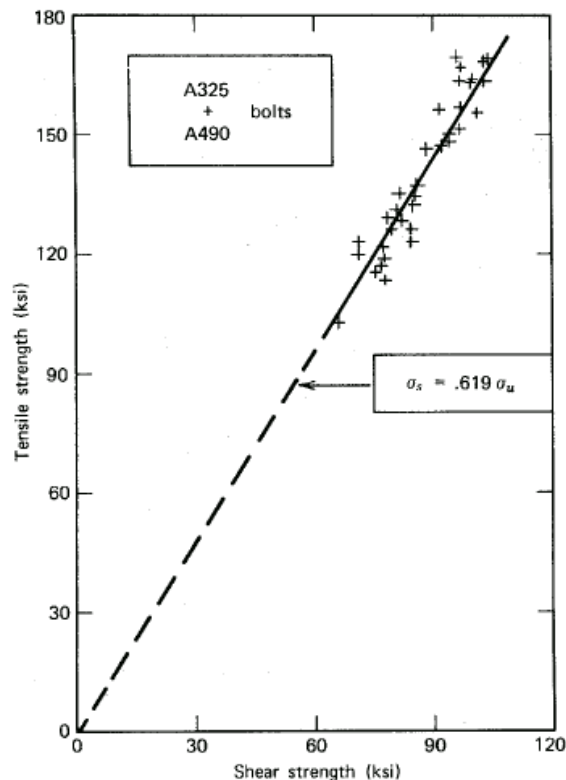


Figura 3.8 – Resistência à tração versus resistência ao cisalhamento. Nota: cada ponto representa o valor médio de um lote específico de parafusos. A resistência ao cisalhamento é computada na área sujeita ao corte (fuste ou rosca). Fonte: Kulak et al. (1987)

Um parafuso sujeito ao cisalhamento pode estar solicitado também à tração em duas situações: (1) quando há carga de protensão, resultante do procedimento de instalação, e (2) devido ao efeito de alavanca nas placas (KULAK et al., 1987). Espera-se que a resistência última do parafuso ao cisalhamento seja menor com a interação entre essas duas solicitações quando comparada com o parafuso solicitado apenas ao cisalhamento. Porém, testes em juntas parafusadas indicaram que a força de aperto inicial não implica na diminuição da resistência última ao cisalhamento do parafuso. As deformações devidas ao cisalhamento, que surgem nos parafusos antes da sua falha, têm o efeito de liberar a pequena quantidade de deformação axial usada para induzir a carga de protensão durante a instalação, havendo apenas uma pequena força de protensão remanescente quando se atinge a carga última.

Outras conclusões acerca do comportamento de parafusos submetidos ao cisalhamento duplo foram obtidas. Parafusos do mesmo tipo, com diferentes diâmetros, apresentam resistências ao

cisalhamento bem parecidas. Observou-se uma diferença apenas na deformação total, maior para parafusos com diâmetros maiores. Observou-se também que quanto mais rígido o material das chapas, menor é a sua deformação em decorrência do contato com o corpo do parafuso, o que interfere nos valores de deslocamento medidos nos protótipos ensaiados. Porém, em relação à resistência última, o parafuso não sofre nenhuma interferência.

#### 3.4.2.2 Dados experimentais utilizados como referência

Os parafusos do lote 8B desse projeto de pesquisa, tipo ASTM A325, foram ensaiados ao cisalhamento duplo em moldes feitos em aço ASTM A440. As propriedades geométricas desses parafusos são as mesmas daqueles sujeitos à tração direta (ver Tabela 3.1, no item anterior).

As propriedades mecânicas do material das chapas ASTM A440, extraídas de Fisher et al. (1963), são exibidas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Propriedades mecânicas do material das chapas – ASTM A440.

Resistência ao escoamento estática	43,0 ksi = 296,5 MPa
Resistência ao escoamento*	45,3 ksi = 312,3 MPa
Resistência à ruptura do aço à tração	75,8 ksi = 522,6 MPa
% de alongamento em 8 polegadas	28,0 %
% de redução na área	62,4 %

\*Tensão medida com 0,2% de deformação permanente

A montagem experimental é composta de 4 chapas de uma polegada: duas centrais e duas externas (uma de cada lado). Adotou-se furo-padrão nas chapas, com 1/16 de polegada de folga em relação ao diâmetro nominal dos parafusos. Essa montagem foi realizada com os furos das chapas já em contato com o corpo do parafuso para minimizar o efeito do escorregamento (as curvas tensão de cisalhamento *versus* deslocamento vertical eram direcionadas a estudos teóricos que objetivavam determinar a carga última em ligações por contato). Sua instrumentação media o movimento relativo entre as chapas centrais e as chapas das extremidades devido ao cisalhamento e à flexão do parafuso. Nessas medidas, estavam também incluídas as deformações dos furos das chapas em função do contato com o corpo do parafuso.

A Tabela 3.4 contém a média dos resultados dos ensaios de cisalhamento duplo dos parafusos tipo ASTM A325, lote 8B. A tensão de cisalhamento foi obtida dividindo-se a força de cisalhamento

última pela área sujeita ao corte (duas vezes a área do fuste, neste caso). A Figura 3.9 apresenta curvas de tensão de cisalhamento *versus* deslocamento vertical de três classes distintas de parafusos submetidos ao cisalhamento duplo, incluindo os parafusos ASTM A325 do lote 8B, objeto de referência deste trabalho.

Tabela 3.4 – Resultados dos ensaios dos parafusos ASTM A325, lote 8B, submetidos ao cisalhamento duplo.

Força de cisalhamento última	92,4 kips = 411,0 kN
Força de cisalhamento de ruptura	75,0 kips = 333,6 kN
Tensão de cisalhamento última	76,9 ksi = 530,2 MPa
Deslocamento na carga última	0,183 pol. = 4,65 mm
Deslocamento na carga de ruptura	0,188 pol. = 4,78 mm

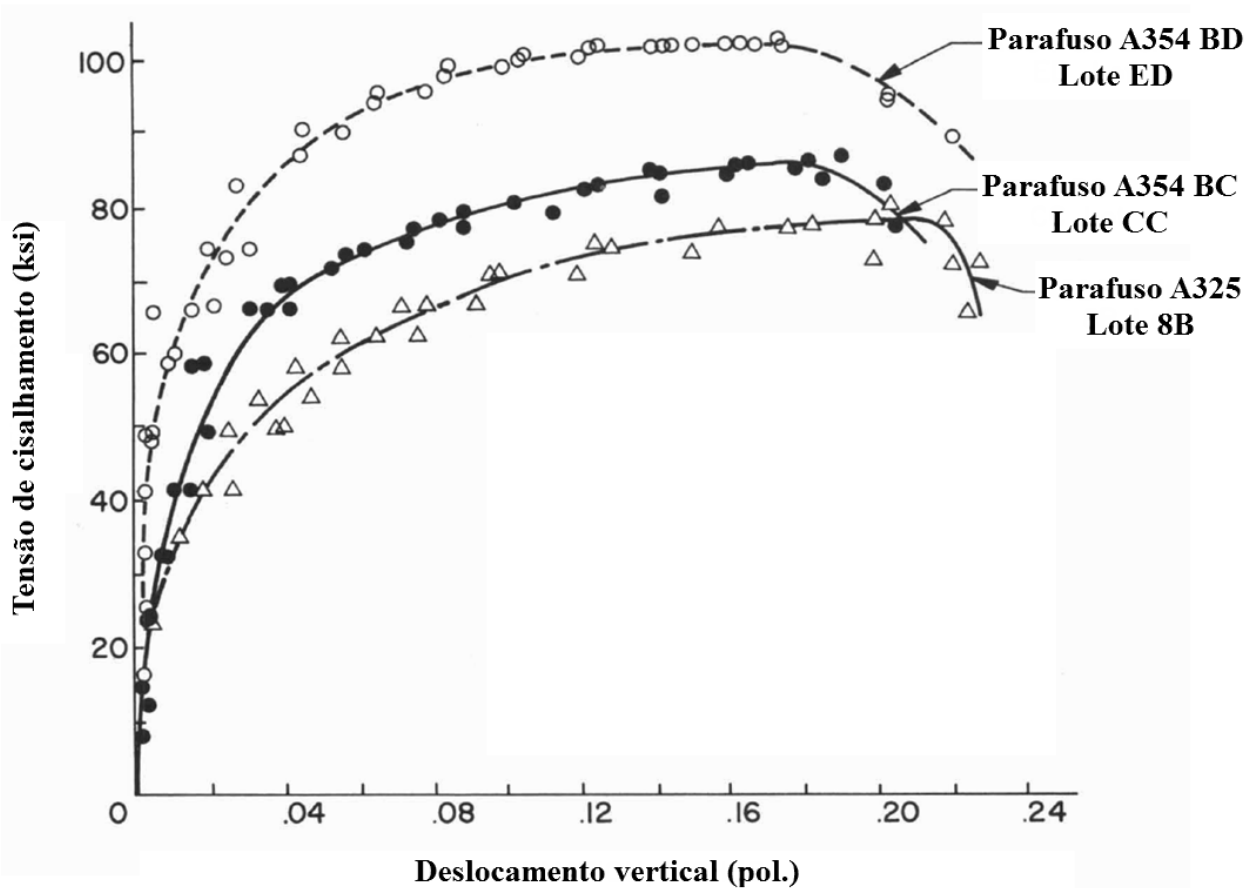


Figura 3.9 – Curva tensão de cisalhamento *versus* deslocamento vertical de parafusos de cabeça pesada. Fonte modificada: Wallaert e Fisher (1964)

### **3.4.3 Parafusos sujeitos a esforços combinados de tração e cisalhamento**

#### *3.4.3.1 Considerações gerais*

A Universidade de Illinois realizou diversos testes para fornecer informações em relação à resistência e ao comportamento de parafusos individuais de alta resistência, sujeitos a combinações de tração e cisalhamento em diferentes proporções. Dois tipos de parafusos de alta resistência foram usados na investigação: ASTM A325 e ASTM A354 grau B. Como as propriedades mecânicas dos parafusos ASTM A354 grau B e ASTM A490 são, aproximadamente, iguais, os dados são também diretamente aplicáveis a esses últimos (KULAK et al., 1987).

Foram examinados alguns fatores que poderiam influenciar a resposta de parafusos de alta resistência submetidos a carregamentos combinados de tração e cisalhamento: (1) comprimento de aperto, (2) diâmetro do parafuso, (3) tipo de parafuso e (4) tipo de material sujeito ao aperto do parafuso, (5) localização dos planos de corte.

Os testes em Illinois indicaram que o aumento do comprimento de aperto tende a aumentar a carga última do parafuso sujeito a combinação de tensões (tração e cisalhamento). Esse aumento na resistência é causado, principalmente, pela flexão que pode se desenvolver no parafuso mais longo quando comparado com parafusos mais curtos. Parafusos mais curtos, sob cargas maiores, apresentam uma área de cisalhamento circular, enquanto que parafusos mais longos, devido à flexão, têm uma seção de falha elíptica, com maior área de cisalhamento.

Os testes que avaliaram diferentes materiais submetidos ao aperto e diferentes diâmetros de parafuso indicaram, contudo, que a sua capacidade de carga última não é influenciada de maneira expressiva por esses fatores. A Figura 3.10 resume os resultados dos testes nos parafusos sujeitos a combinação de tensões, contemplando os fatores (3) e (5) anteriores. Na figura, o gráfico é adimensional e baseado em tensões, para levar em conta a localização do plano de corte.

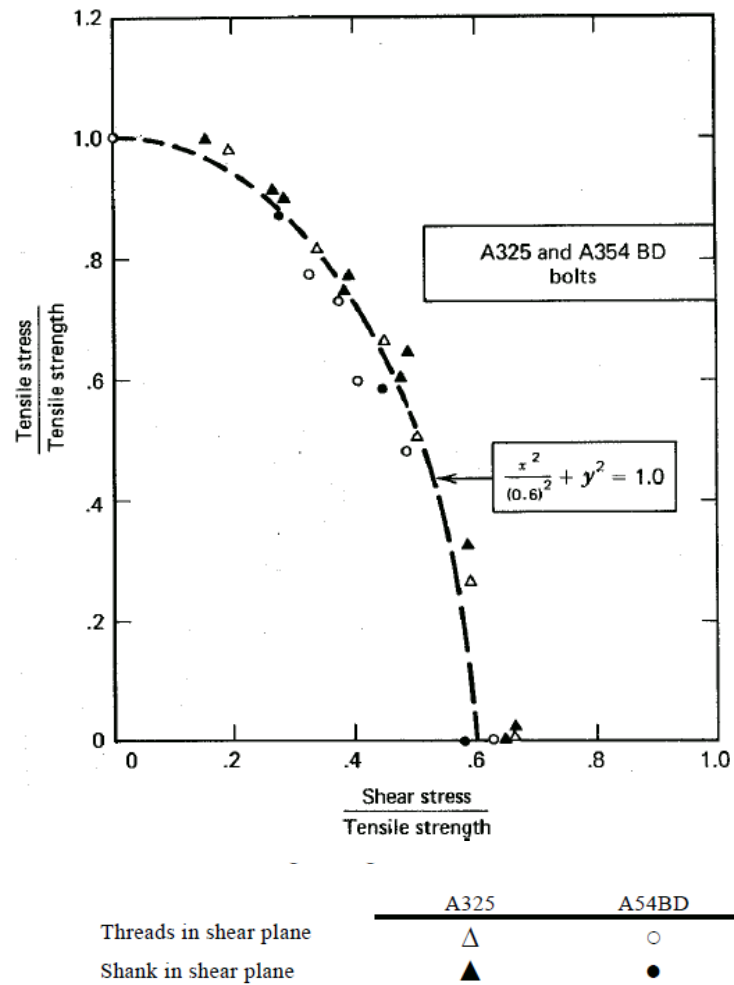


Figura 3.10 – Curva de interação típica para parafusos de alta resistência submetidos à combinação de tensões (tração e cisalhamento). Fonte: Kulak et al. (1987)

Uma curva de interação típica elíptica pode ser usada para fornecer uma boa representação do comportamento de parafusos de alta resistência sob tensões combinadas de tração e cisalhamento, a saber:

$$\frac{x^2}{(0,62)^2} + y^2 = 1,0 \quad (3.1)$$

onde  $x$  é a razão entre a tensão de cisalhamento no plano de corte e a resistência à tração do parafuso, e  $y$  é a razão entre a tensão de tração e a resistência à tração do parafuso.

### 3.4.3.2 Dados experimentais utilizados como referência

Chesson et al. (1964) ensaiaram 115 parafusos sujeitos à combinação de tensões de tração e cisalhamento, do tipo A325 e A354 BD. A Figura 3.11 traz um esquema do equipamento utilizado nos ensaios desses parafusos. Cada parafuso foi ensaiado em um par de blocos de teste cilíndricos, com diâmetro interno maior que o diâmetro nominal do parafuso (folga de 1/16 de polegada). Esses blocos de teste cilíndricos estão acoplados a um bloco externo retangular cortado ao meio, parafusado em placas circulares onde a força de ensaio é aplicada. O ângulo entre os furos das placas circulares é igual a 11,25 graus. As proporções entre as forças de tração e de cisalhamento variam com o ângulo de aplicação da carga em relação ao eixo do parafuso. A Tabela 3.5 apresenta as proporções adotadas nos ensaios e a variação do ângulo de aplicação da carga para cada proporção. A proporção 1.0:0.0 equivale ao ensaio de tração direta do parafuso, enquanto que, na proporção 0.0:1.0, o parafuso encontra-se sujeito ao cisalhamento simples puro.

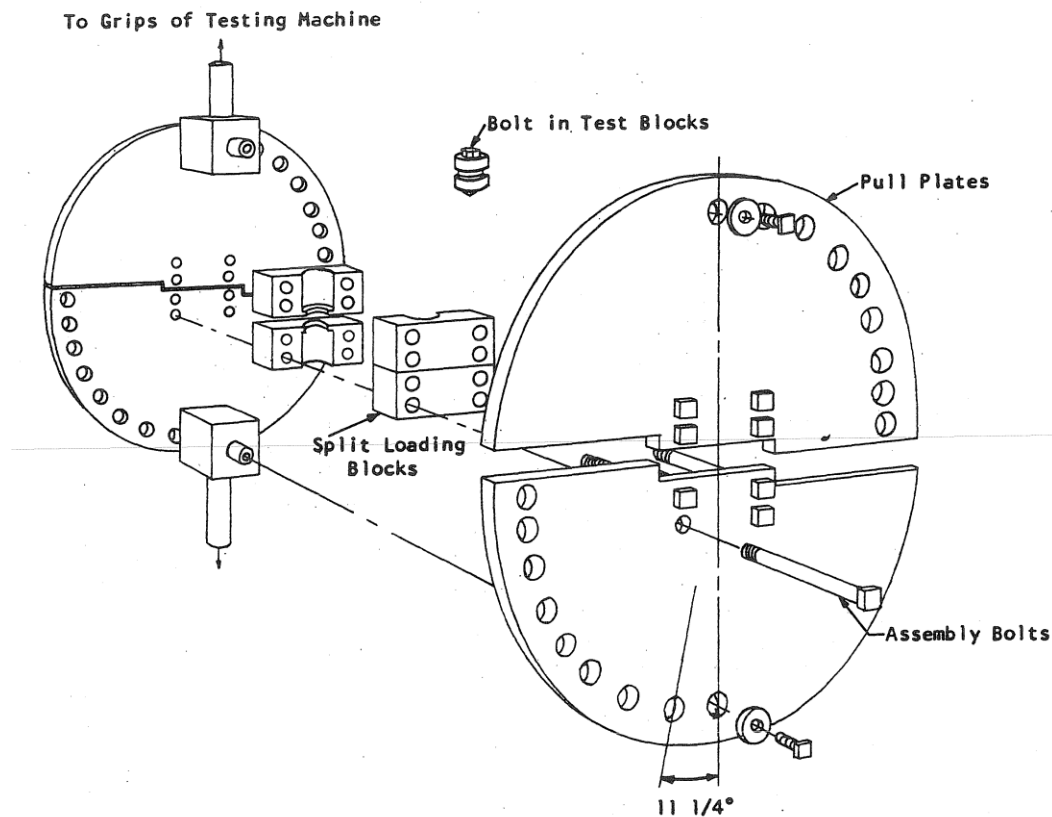


Figura 3.11 – Equipamento utilizado na aplicação dos carregamentos combinados nos parafusos.

Fonte: Chesson et al. (1964)



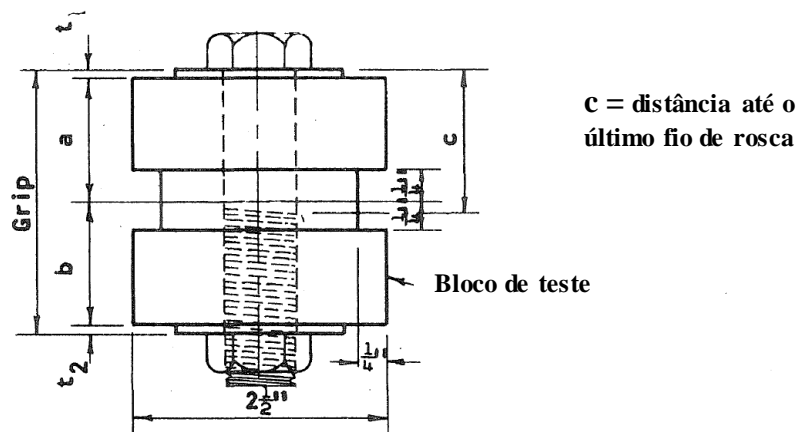
Tabela 3.5 – Proporções de carregamento adotadas e ângulo de aplicação da carga de ensaio.

Proporção do carregamento T-S	Ângulo de aplicação da carga em relação ao eixo do parafuso
1.0:0.0	0°
1.0:0.20	11,25°
1.0:0.42	22,5°
1.0:0.67	33,75°
1.0:1.0	45°
0.42:1.0	67,5°
0.0:1.0	90°

Os parafusos das séries B e C são parafusos do tipo ASTM A325, protendidos com uma carga de, aproximadamente, 30 *kips* (133,5 *kN*). Ambos apresentam as mesmas variáveis de teste, conforme indica a Tabela 3.6, exceto pela rigidez menor dos parafusos da série B.

Tabela 3.6 – Variáveis de teste para os parafusos das séries B e C.

Diâmetro dos parafusos	3/4 pol. = 19,05 mm
Comprimento do parafuso	3 pol. = 76,2 mm
Comprimento de aperto (“ <i>grip</i> ”)	1,6 pol. = 40,6 mm
Comprimento de rosca dentro da pega	0,5 pol. = 12,7 mm
Dimensões dos blocos de teste	a 0,65 pol. = 16,51 mm
	b 0,65 pol. = 16,51 mm
	c 1,125 pol. = 28,58 mm
	t <sub>1</sub> 0,148 pol. = 3,76 mm
	t <sub>2</sub> 0,148 pol. = 3,76 mm
Material dos blocos de teste	ASTM A7
Local do plano de cisalhamento	fuste



As propriedades mecânicas do material das chapas ASTM A7 são exibidas na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 – Propriedades mecânicas do material das chapas – ASTM A7.

Resistência ao escoamento*	33,1 ksi = 228 MPa
Resistência à ruptura do aço à tração	62,1 ksi = 428 MPa
% de alongamento em 8 polegadas	29,7 %

\*Tensão medida com 0,2% de deformação permanente

Os autores optaram por expor os resultados dos ensaios através de diagramas interativos e com valores adimensionais, como os da Figura 3.12, para que os comportamentos de diferentes valores de diâmetro e tipo de parafuso pudessem ser comparados. Na Figura 3.12, estão plotados os resultados de cada proporção de carregamento para diversas séries de parafusos. O eixo das abscissas representa a resistência ao cisalhamento relativa, que é igual a força de cisalhamento última no parafuso (componente horizontal da força de ensaio aplicada), para uma determinada relação T-S, dividida pela força resistente do parafuso à tração. O eixo das ordenadas representa a resistência à tração relativa, que é igual a força de tração última no parafuso (componente vertical da força de ensaio aplicada), para uma determinada relação T-S, dividida pela força resistente do parafuso à tração. A força resistente do parafuso à tração nada mais é do que a força última encontrada pelos ensaios realizados na proporção 1.0:0.0.

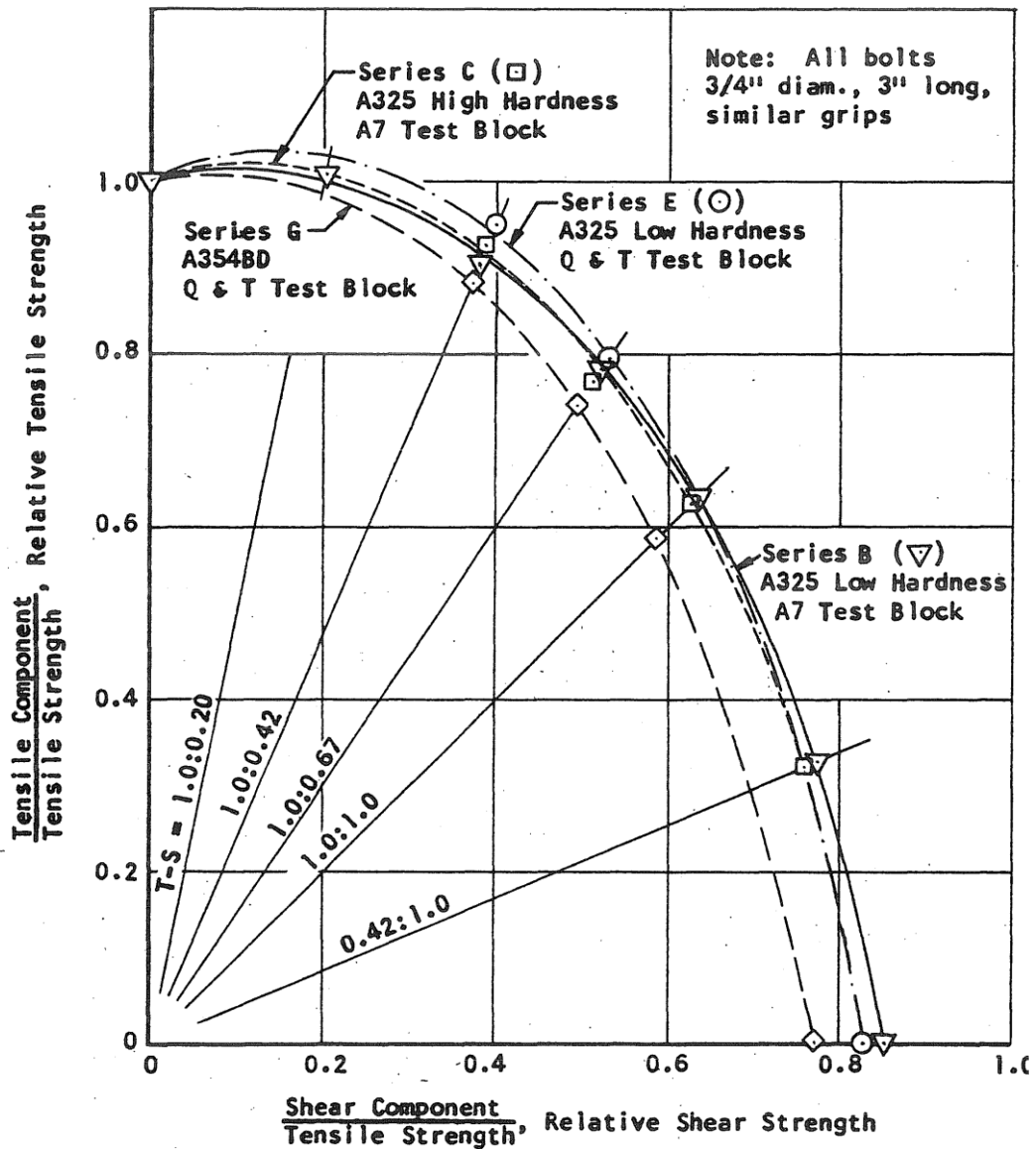


Figura 3.12 – Diagrama de resistência à tração relativa por resistência ao cisalhamento relativa.

Fonte: Chesson et al. (1964)

Esses valores de carga última estão discriminados na Tabela 3.8 (coluna 3 ou 4), para os parafusos das séries B e C. Os valores alocados na coluna 5 são fruto do quociente entre a carga última de qualquer relação T-S e a carga última da relação T-S igual a 1.0:0.0. Multiplicando os valores dessa coluna pelos valores de cosseno e seno do ângulo de aplicação da carga (Tabela 3.5), obtém-se os pares (x,y) da Figura 3.12.

Tabela 3.8 – Resultados dos ensaios de parafusos das séries B e C sujeitos à combinação de esforços de tração e cisalhamento.

Série do parafuso	Relação T-S	Carga última média do ensaio		Quociente entre as cargas últimas médias do ensaio e à tração	Localização da falha
		kips	kN		
B	1.0:0.0	41,31	183,76	1,000	Rosca
	1.0:0.20	42,36	188,43	1,024	Rosca
	1.0:0.42	40,46	179,98	0,977	Rosca
	1.0:0.67	38,83	172,72	0,938	Fuste
	1.0:1.0	37,00	164,58	0,894	Fuste
	0.42:1.0	34,73	154,49	0,839	Fuste
	0.0:1.0	35,24	156,76	0,852	Fuste
C	1.0:0.0	49,25	219,07	1,000	Rosca
	1.0:0.42	49,33	219,43	1,002	Rosca
	1.0:0.67	45,40	201,95	0,922	Rosca
	1.0:1.0	43,68	194,30	0,887	Fuste
	0.42:1.0	40,33	179,40	0,819	Fuste
	0.0:1.0	40,75	181,27	0,828	Fuste

Observa-se que os valores de resistência relativa (quinta coluna da Tabela 3.8) são bem próximos para mesmas proporções de carregamento, mesmo com a resistência dos parafusos da série C sendo maior que a dos parafusos da série B. A Figura 3.13 exhibe os parafusos da série B após a ruptura.

A curva de interação que se aproxima do comportamento dessas duas séries de parafusos (tipo ASTM A325, plano de cisalhamento no fuste) é representada pela seguinte equação elíptica:

$$\frac{x^2}{(0,83)^2} + y^2 = 1 \quad (3.2)$$

Na Eq. (3.2),  $x$  equivale à resistência ao cisalhamento relativa (eixo das abscissas, Figura 3.12), e  $y$ , à resistência à tração relativa (eixo das ordenadas, Figura 3.12). Quando o parafuso está sob cisalhamento puro, o eixo das abscissas é interceptado em 0,83, valor que se aproxima dos resultados da quinta coluna da Tabela 3.8, para T-S igual a 0.0:1.0.

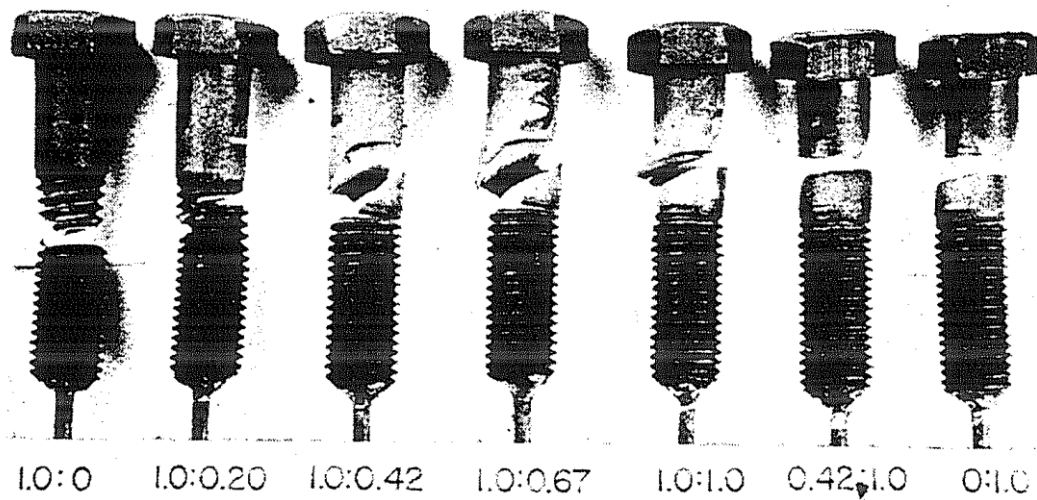


Figura 3.13 – Parafusos da série B após a falha. Fonte: Chesson et al. (1964)

### 3.5 Comportamento de ligações completas

Conforme dito anteriormente, o objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo de elementos finitos, correspondente ao comportamento de um parafuso, e inseri-lo em uma ligação completa, com qualquer quantidade e posicionamento dos parafusos. Existe uma grande variedade de situações que podem ocorrer na disposição e junção das peças estruturais. Neste trabalho serão abordados os aspectos gerais de ligações excêntricas e de ligações entre dois perfis tipo T, conforme os aspectos normativos do manual do AISC (2005).

#### 3.5.1 Ligações com grupo de parafusos carregados excêntricamente

Se a linha de ação de uma carga aplicada não passa pelo centro de gravidade (CG) de um grupo de parafusos, o momento resultante dessa excentricidade,  $e$ , deve ser considerado no cálculo da ligação – Figura 3.14.

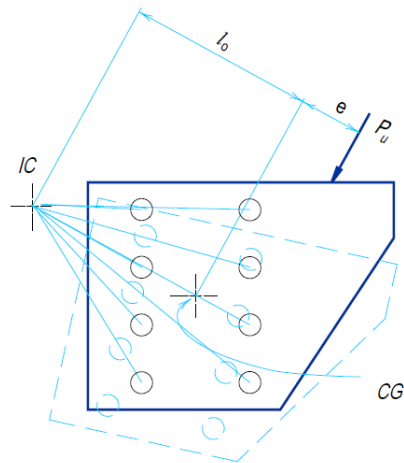


Figura 3.14 – Centro instantâneo de rotação. Fonte: AISC (2005)

Quando a excentricidade da carga se encontra no plano das superfícies conectadas, forças de cisalhamento adicionais são produzidas, e os parafusos devem ser dimensionados para resistir ao efeito combinado da força cisalhante direta, proveniente da carga aplicada  $P_u$ , e da força cisalhante adicional, proveniente do momento  $P_u.e$ . Quando a força excêntrica se encontra perpendicular ao plano de conexão das superfícies, tensões adicionais de tração surgem nos parafusos situados acima do eixo neutro da conexão e, neste caso, eles devem ser dimensionados para resistir ao efeito combinado dessas forças.

A norma americana discute dois métodos de análise para essa situação: o método do centro instantâneo de rotação e o método elástico. O método elástico, apesar de ser um método simplificado, não fornece fatores de segurança consistentes e, em alguns casos, apresenta resultados extremamente conservadores. Por isso, não será abordado neste trabalho. O método do centro instantâneo de rotação, também conhecido como método da resistência última, considera a relação carga-deslocamento de cada parafuso e, assim, prevê de modo mais preciso a resistência última da ligação excêntrica carregada.

A excentricidade da carga tende a produzir tanto rotação em torno do centroide do grupo de parafusos, como translação de um elemento conectado em relação ao outro. O efeito combinado dessa rotação e translação equivale à rotação em torno de um ponto, definido como centro instantâneo de rotação ( $IC$ ), e sua localização depende da geometria do grupo de parafusos, bem como da direção e ponto de aplicação da carga  $P_u$  – Figura 3.14.

Assume-se que a força de cisalhamento atuante em cada parafuso atua numa linha perpendicular ao raio que passa através do *IC* e do centroide daquele parafuso, conforme ilustra a Figura 3.15. Quando os parafusos mais solicitados atingem sua deformação máxima devido à atuação da carga excêntrica  $P_u$ , tem-se a resistência última da ligação.

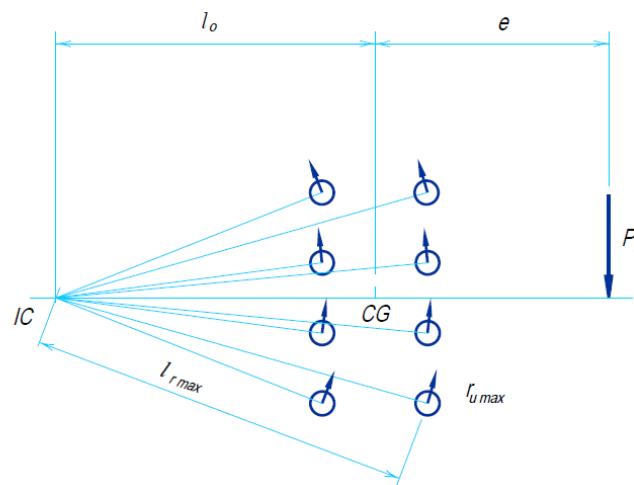


Figura 3.15 – Força no grupo de parafusos com carga aplicada paralelamente ao comprimento da ligação. Fonte: AISC (2005)

A relação carga-deslocamento de um parafuso está representada no gráfico da Figura 3.16:

$$R = R_{últ} \left( 1 - e^{10\Delta} \right)^{0,55} \quad (3.3)$$

onde  $\Delta$  é o deslocamento total no parafuso, em polegadas (o que inclui deformações por cisalhamento, flexão e esmagamento do parafuso, além de deformações locais das chapas),  $R$  é a força, em *kips*, de cisalhamento no parafuso sob o deslocamento  $\Delta$ ,  $R_{últ}$  é a força última resistente ao cisalhamento de um parafuso, em *kips*, e  $e$  é o valor da base logarítmica natural. A relação carga-deslocamento baseia-se em dados experimentais obtidos com parafusos ASTM A325, de diâmetro de 3/4 de polegada ( $R_{últ} = 74 \text{ kips}$  e  $\Delta_{máx} = 0,34 \text{ in}$ ). O coeficiente adimensional  $C$  é determinado através da relação entre a carga excêntrica solicitante de cálculo,  $P_u$ , e a resistência última do parafuso,  $R_{últ}$ .

Aplicando o deslocamento máximo,  $\Delta_{máx}$ , ao parafuso mais distante do centro de rotação, a máxima resistência ao cisalhamento daquele parafuso pode ser determinada. Para os demais parafusos,

assume-se que os deslocamentos,  $\Delta$ , variam linearmente com a distância do centro instantâneo de rotação, e as forças de cisalhamento,  $R_i$ , podem ser obtidas dessa relação. A resistência do grupo de parafusos é, então, a soma das forças de cisalhamento desenvolvidas em cada um deles.

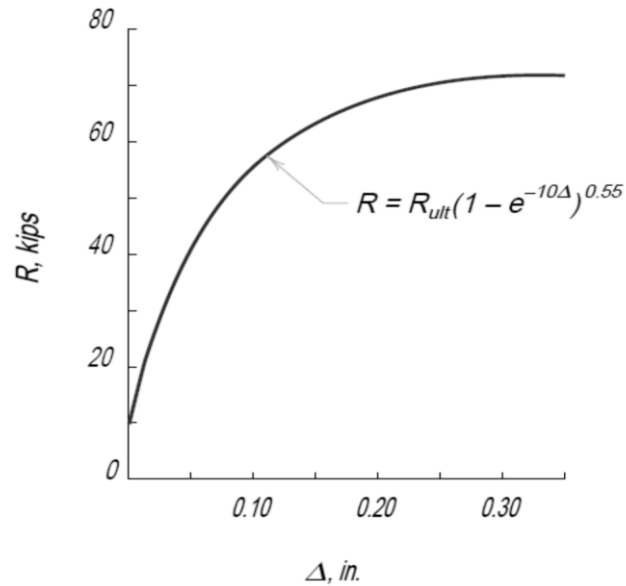


Figura 3.16 – Relação carga-deslocamento do parafuso. Fonte: AISC (2005)

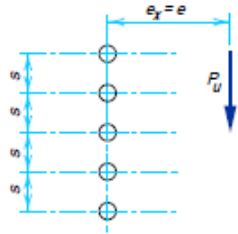
Como a relação carga-deslocamento não é linear, a localização exata do IC é calculada de forma iterativa. Admitindo-se uma posição qualquer para o IC em relação ao centroide do grupo de parafusos, aplica-se o deslocamento máximo ao parafuso mais afastado,  $\Delta_{máx}$ , calculam-se os valores dos deslocamentos  $\Delta$  nos demais parafusos e, então, as forças de cisalhamento desenvolvidas em cada parafuso da ligação,  $R_i$ . Caso o centro de rotação tenha sido localizado corretamente, as três equações de equilíbrio no plano estarão satisfeitas, ou seja,  $\Sigma F_x = 0$ ,  $\Sigma F_y = 0$  e  $\Sigma M = 0$ .

A norma americana apresenta algumas tabelas, como a da Figura 3.17, que empregam o método do centro instantâneo de rotação para diversos modelos de ligação excentricamente carregada.



$C_{req} = \frac{P_U}{\phi R_n}$  or  $\phi R_n = C \times \phi r_n$   
 where

$P_U$  = factored force, kips  
 $\phi r_n$  = design strength per bolt, kips  
 $\phi R_n$  = design strength of bolt group, kips  
 $e$  = eccentricity of  $P_U$  with respect to centroid of bolt group, in. (not tabulated, may be determined by geometry.)  
 $e_x$  = horizontal component of  $e$ , in.  
 $s$  = bolt spacing, in.  
 $C$  = coefficient tabulated below.



s, in.	e <sub>x</sub> , in.	Number of bolts in one vertical row, n										
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3	2	1.18	2.23	3.32	4.39	5.45	6.48	7.51	8.52	9.53	10.5	11.5
	3	0.88	1.75	2.81	3.90	4.98	6.06	7.12	8.17	9.21	10.2	11.3
	4	0.69	1.40	2.36	3.40	4.47	5.56	6.64	7.72	8.78	9.84	10.9
	5	0.56	1.15	2.01	2.96	3.98	5.05	6.13	7.22	8.30	9.38	10.4
	6	0.48	0.97	1.73	2.59	3.55	4.57	5.63	6.70	7.79	8.87	9.96
	7	0.41	0.83	1.51	2.28	3.17	4.13	5.15	6.20	7.28	8.36	9.44
	8	0.36	0.73	1.34	2.04	2.85	3.75	4.72	5.73	6.78	7.85	8.93
	9	0.32	0.65	1.21	1.83	2.59	3.42	4.34	5.31	6.32	7.36	8.42
	10	0.29	0.59	1.09	1.66	2.36	3.14	4.00	4.92	5.89	6.90	7.94
	12	0.24	0.49	0.92	1.40	2.00	2.68	3.44	4.27	5.15	6.09	7.06
	14	0.21	0.42	0.79	1.21	1.74	2.33	3.01	3.75	4.55	5.41	6.31
	16	0.18	0.37	0.70	1.06	1.53	2.06	2.67	3.33	4.06	4.85	5.68
	18	0.16	0.33	0.62	0.95	1.37	1.84	2.39	3.00	3.66	4.38	5.15
	20	0.15	0.29	0.56	0.85	1.24	1.67	2.16	2.72	3.33	3.99	4.70
	24	0.12	0.25	0.47	0.71	1.03	1.40	1.82	2.29	2.81	3.37	3.99
	28	0.11	0.21	0.40	0.61	0.89	1.20	1.57	1.97	2.42	2.92	3.45
	32	0.09	0.18	0.35	0.54	0.78	1.05	1.37	1.73	2.13	2.57	3.04
	36	0.08	0.16	0.31	0.48	0.69	0.94	1.22	1.54	1.90	2.29	2.72
6	2	1.63	2.71	3.75	4.77	5.77	6.77	7.76	8.75	9.74	10.7	11.7
	3	1.39	2.48	3.56	4.60	5.63	6.65	7.65	8.66	9.66	10.7	11.6
	4	1.18	2.23	3.32	4.39	5.45	6.48	7.51	8.52	9.53	10.5	11.5
	5	1.01	1.98	3.07	4.15	5.23	6.28	7.33	8.36	9.38	10.4	11.4
	6	0.88	1.75	2.81	3.90	4.98	6.06	7.12	8.17	9.21	10.2	11.2
	7	0.77	1.56	2.58	3.64	4.73	5.81	6.89	7.95	9.00	10.1	11.1
	8	0.69	1.40	2.36	3.40	4.47	5.56	6.64	7.72	8.78	9.84	10.9
	9	0.62	1.26	2.17	3.17	4.22	5.30	6.39	7.47	8.55	9.61	10.7
	10	0.56	1.15	2.01	2.96	3.98	5.05	6.13	7.22	8.30	9.38	10.4
	12	0.48	0.97	1.73	2.59	3.55	4.57	5.63	6.70	7.79	8.87	9.96
	14	0.41	0.83	1.51	2.28	3.17	4.13	5.15	6.20	7.28	8.36	9.44
	16	0.36	0.73	1.34	2.04	2.85	3.75	4.72	5.73	6.78	7.85	8.93
	18	0.32	0.65	1.21	1.83	2.59	3.42	4.34	5.31	6.32	7.36	8.42
	20	0.29	0.59	1.09	1.66	2.36	3.14	4.00	4.92	5.89	6.90	7.94
	24	0.24	0.49	0.92	1.40	2.00	2.68	3.44	4.27	5.15	6.09	7.06
	28	0.21	0.42	0.79	1.21	1.74	2.33	3.01	3.75	4.55	5.41	6.31
	32	0.18	0.37	0.70	1.06	1.53	2.06	2.67	3.33	4.06	4.85	5.68
	36	0.16	0.33	0.62	0.95	1.37	1.84	2.39	3.00	3.66	4.38	5.15

Figura 3.17 – Coeficiente “C” para grupos de parafusos excêntrica e carregados, com ângulo de aplicação da carga igual a 0°. Fonte: AISC (2005)

A resistência de cálculo do grupo de parafusos, para qualquer uma das disposições geométricas indicadas nas tabelas, é definida por  $\phi R_n$ , que equivale ao coeficiente  $C$  multiplicado por  $\phi r_n$ , definido pelo menor valor dentre os estados limites últimos aplicáveis, que são o cisalhamento do parafuso, o esmagamento dos furos ou o deslizamento entre as partes, caso a ligação seja por atrito. Como a resistência de cálculo da ligação,  $\phi R_n$ , deve ser maior ou igual à carga solicitante de cálculo,  $P_u$ , a divisão da carga  $P_u$  por  $\phi r_n$  indica o valor mínimo do coeficiente  $C$  requerido para aquele grupo de parafusos excentricamente carregado.

As tabelas podem ser utilizadas para qualquer diâmetro de parafusos, desde que sejam obedecidas as relações entre espessuras de chapas e diâmetro dos parafusos, e as disposições construtivas da ligação, todas elas estabelecidas pela norma. Interpolações lineares são permitidas para valores de excentricidade  $e_x$  que se encontrarem entre dois valores fornecidos nas tabelas, porém, para valores de ângulo de incidência da carga diferentes de  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  ou  $75^\circ$ , interpolações lineares não são recomendadas.

### 3.5.2 Ligações entre dois perfis tipo T – efeito de alavanca

A ligação entre dois perfis tipo T por meio dos flanges é uma das mais simples conexões em que os parafusos, posicionados em uma fila de cada lado da alma e paralelamente a esta, encontram-se tracionados. Dependendo das características geométricas e dos materiais empregados na conexão, forças adicionais próximas das extremidades dos flanges podem surgir. Esse efeito, conhecido como efeito alavanca ou “*prying action*”, aumenta o esforço no parafuso e deve ser levado em consideração na análise da ligação.

A norma americana fornece um procedimento de dimensionamento que inclui o efeito de alavanca. Nele, o diâmetro dos parafusos e as espessuras dos flanges conectados são determinados de forma que a resistência dos parafusos esteja acima da requerida, bem como a rigidez e a resistência dos flanges.

A Figura 3.18 apresenta as variáveis envolvidas na consideração do efeito de alavanca. A força total por parafuso pode ser determinada por  $T+q$ , sendo  $T$  a força de tração solicitante por parafuso devido à ação da força externa por linha de parafusos,  $2T$ , e  $q$  a força de tração adicional por parafuso devido ao efeito de alavanca.

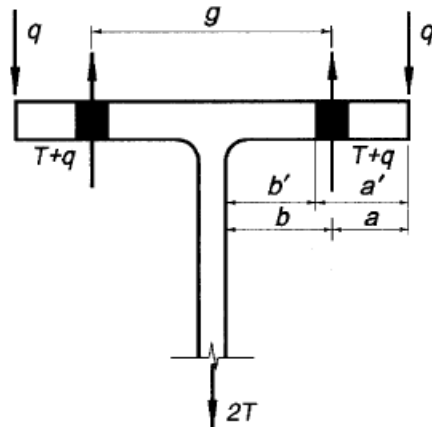


Figura 3.18 – Forças devido ao efeito de alavanca em uma linha de parafusos de um perfil T.

Fonte: AISC (2005)

Considerando a Figura 3.18, a espessura mínima do flange requerida para eliminar o efeito de alavanca,  $t_{\min}$ , é determinada pela Eq. (3.4).

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{4,44 T b'}{p F_u}} \quad (3.4)$$

onde:

$b'$  é igual a  $b - \frac{d_b}{2}$ , sendo  $d_b$  o valor do diâmetro nominal do parafuso;

$p$  é a largura tributária por linha de parafusos, perpendicular ao plano da Figura 3.18;

$F_u$  é a tensão de ruptura do elemento conectado.

Quando a espessura do elemento conectado,  $t$ , é superior ao valor de  $t_{\min}$  da Eq. (3.4), a força de tração adicional no parafuso,  $q$ , definida pela Eq. (3.5), é igual a zero.

$$q = B \left[ \delta \alpha \rho \left( \frac{t}{t_c} \right)^2 \right] \quad (3.5)$$

onde:

$B$  é a força de tração resistente do parafuso;

$\delta$  é igual a  $1 - \frac{d'}{p}$ , em que  $d'$  é o diâmetro do furo ao longo da largura do flange;

$\alpha$  é dado por  $\frac{1}{\delta} \left[ \frac{T}{B} \left( \frac{t_c}{t} \right)^2 - 1 \right] \geq 0$ ;

$\rho$  é igual a  $\frac{b'}{a'}$ ;

$t_c$  é igual a espessura do flange requerida para desenvolver a força de tração resistente do parafuso,  $B$ , sem o efeito de alavanca, definida pela formulação  $\sqrt{\frac{4,44 B b'}{p F_u}}$ .

As equações anteriores permitem o cálculo das geometrias dos componentes (diâmetro dos parafusos e suas disposições na ligação, e espessura dos flanges dos perfis tipo T) a partir de um esforço axial de tração total igual a “ $2T$ ” em uma linha de parafusos. Quando a geometria da ligação é conhecida, pode-se obter a força de tração resistente da ligação,  $T_{avail}$ , considerando o efeito de alavanca, através da multiplicação da força de tração resistente de um parafuso,  $B$ , por um fator  $Q$ :

$$T_{avail} = BQ \quad (3.6)$$

O fator  $Q$  é definido através dos seguintes casos:

- para  $\alpha' < 0 \rightarrow Q = 1,0$ , o que significa que o flange tem resistência e rigidez suficientes para desenvolver toda a força de tração resistente dos parafusos;

- para  $0 \leq \alpha' \leq 1 \rightarrow Q = \left( \frac{t}{t_c} \right)^2 (1 + \delta \alpha')$ , o que significa que o flange apresenta resistência suficiente para desenvolver toda a força de tração resistente dos parafusos, mas rigidez insuficiente para evitar o efeito de alavanca;

- para  $\alpha' > 1 \rightarrow Q = \left( \frac{t}{t_c} \right)^2 (1 + \delta)$ , o que significa que o flange apresenta resistência insuficiente para desenvolver toda a força de tração resistente dos parafusos.

O valor de  $\alpha'$  é definido pela Eq. (3.7).

$$\alpha' = \frac{1}{\delta(1+\rho)} \left[ \left( \frac{t}{t_c} \right)^2 - 1 \right] \quad (3.7)$$

### 3.6 Formulação matemática

#### 3.6.1 Critério de escoamento de von Mises

O critério de von Mises, datado de 1913, indica que o material escoa quando a tensão de cisalhamento octaédrica atinge o valor crítico  $k$  ( $k = \sigma_y/\sqrt{3}$ ), sendo  $\sigma_y$  a tensão de escoamento à tração uniaxial. A tensão de cisalhamento octaédrica,  $\tau_{oct}$ , pode ser representada por:

$$\tau_{oct} = \sqrt{\frac{2J_2}{3}} \quad (3.8)$$

onde  $J_2$  é o segundo invariante do tensor de tensões desviadoras. O segundo invariante  $J_2$  pode ser representado por:

$$J_2 = \frac{1}{2} S_{ij} S_{ij} \quad (3.9)$$

sendo  $S_{ij}$  o tensor de tensões desviadoras. Aplicando o critério de von Mises, vem que:

$$J_2 - k^2 = 0 \quad (3.10)$$

Manipulando matematicamente e substituindo o valor crítico de  $k$ , temos:

$$\frac{3}{2} S_{ij} S_{ij} - \sigma_y^2 = 0 \quad (3.11)$$

O termo  $\frac{3}{2} S_{ij} S_{ij}$  é definido como a tensão equivalente de von Mises. Portanto, o critério de von Mises se resume às seguintes condições:

- se  $\sqrt{\frac{3}{2}S_{ij}S_{ij}} < \sigma_y \rightarrow$  o estado de tensões está dentro da superfície de escoamento;
- se  $\sqrt{\frac{3}{2}S_{ij}S_{ij}} = \sigma_y \rightarrow$  o estado de tensões está sobre a superfície de escoamento;
- se  $\sqrt{\frac{3}{2}S_{ij}S_{ij}} > \sigma_y \rightarrow$  define-se uma nova superfície de escoamento, com  $\sigma_y = \sqrt{\frac{3}{2}S_{ij}S_{ij}}$ .

A superfície de escoamento de von Mises é independente da tensão hidrostática, como pode ser observado esquematicamente na Figura 3.19, na qual a superfície é apresentada no espaço das componentes principais de tensões  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ .

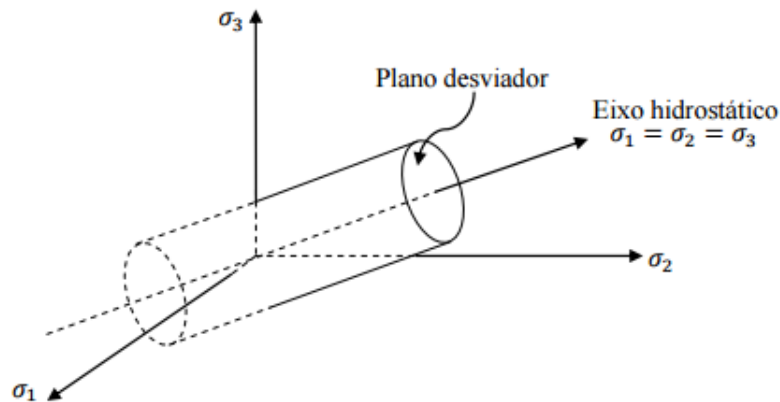


Figura 3.19 – Superfície de falha referente ao critério de von Mises.

### 3.6.2 Não linearidade física - encruamento e regra de fluxo

O fenômeno do aumento da tensão de escoamento após o surgimento da deformação plástica é conhecido como encruamento. A regra de encruamento descreve uma relação entre as tensões subsequentes ao limite de escoamento do material e a deformação plástica acumulada durante o carregamento prévio.

Nesse trabalho, considera-se a regra de encruamento cinemática, a qual estabelece que, durante a deformação plástica, a superfície de escoamento (obtida pelo critério de escoamento de von Mises) translada como um corpo rígido no espaço de tensões, mantendo-se o tamanho, a forma e a orientação da superfície inicial de escoamento, Chen (2008). Leva-se em conta, nesta regra, o efeito Bauschinger.

A partir de uma superfície isolada de falha definida, novas superfícies de falha decorrentes do carregamento podem ser determinadas a partir da regra de encruamento. Ainda é necessária a conexão entre a função de carregamento,  $f$ , e a relação tensão-deformação para o trabalho de encruamento do material, definida através da regra de fluxo.

Quando o fluxo plástico é associado com a superfície de carregamento, tem-se a regra de fluxo associativa, expressa em termos matemáticos através da Eq. (3.12).

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \quad (3.12)$$

onde:

$d\varepsilon_{ij}^p$  é o incremento do vetor de deformação plástica;

$d\lambda$  é uma função escalar definida como parâmetro de carregamento;

$\sigma_{ij}$  é o tensor de tensões.

### 3.6.3 Elementos finitos utilizados

#### 3.6.3.1 *SOLID186*

Todos os componentes da ligação foram modelados com o elemento finito sólido *SOLID186* do programa ANSYS®. É um elemento de ordem quadrática, tridimensional, composto por 20 nós distribuídos conforme as quatro opções de geometria ilustradas na Figura 3.20. Cada nó contém 3 graus de liberdade: translação nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ . Por ser mais refinado, permite formatos irregulares na modelagem sem perdas significativas de precisão nos resultados, sendo ideal para modelagem de contornos curvos. Conforme ANSYS (2016), esse elemento permite a formulação de materiais com plasticidade, fluência, dilatação, encruamento, e capacidade de grandes deformações.

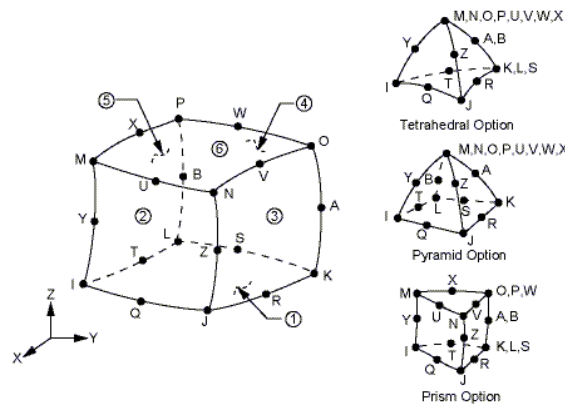


Figura 3.20 – Geometria do elemento SOLID186.

O elemento *SOLID186* padrão utiliza integração reduzida no cálculo da matriz de rigidez ( $KEYOPT(2) = 0$ ). Neste caso, tem-se um número menor de pontos de Gauss onde a solução exata é obtida. O custo computacional desse tipo de integração é menor, mas, dependendo do problema, a precisão dos resultados pode ficar comprometida. Como as formulações em elementos finitos baseadas nos deslocamentos sempre superestimam a matriz de rigidez do elemento e a consideração de menos pontos de integração pode produzir elementos menos rígidos, a integração reduzida é aconselhável em alguns casos, especialmente os que apresentam não linearidades, como a plasticidade, já que são capazes de melhor simular o comportamento real. No entanto, deve-se atentar para ocorrência de possíveis instabilidades numéricas em função dos modos de energia nula ou modos “espúrios” de energia. O programa recomenda que sejam adotadas, pelo menos, duas camadas de elementos em cada direção do volume para evitar que isso ocorra.

### 3.6.3.2 *CONTA174* e *TARGE170*

Os elementos de contato usados na modelagem numérica foram o *TARGE170* e o *CONTA174*, compatíveis com o elemento volumétrico *SOLID186* das chapas e do parafuso. Conforme BERGAMASCO (2012), estes elementos introduzem termos novos na matriz de rigidez, permitindo a consideração da separação entre as superfícies em resposta a solicitações de tração, e a consideração de esforços provocados pela tentativa de penetração de uma superfície na outra em resposta a solicitações de compressão.

Tem-se um par de contato quando os elementos da superfície “alvo”, definidos pelo elemento *TARGE170*, são associados aos elementos de contato *CONTA174* através de uma real constante,



R. A Figura 3.21 retrata esses elementos e os modos de contato possíveis de serem estabelecidos (nó – nó, nó – superfície e superfície – superfície).

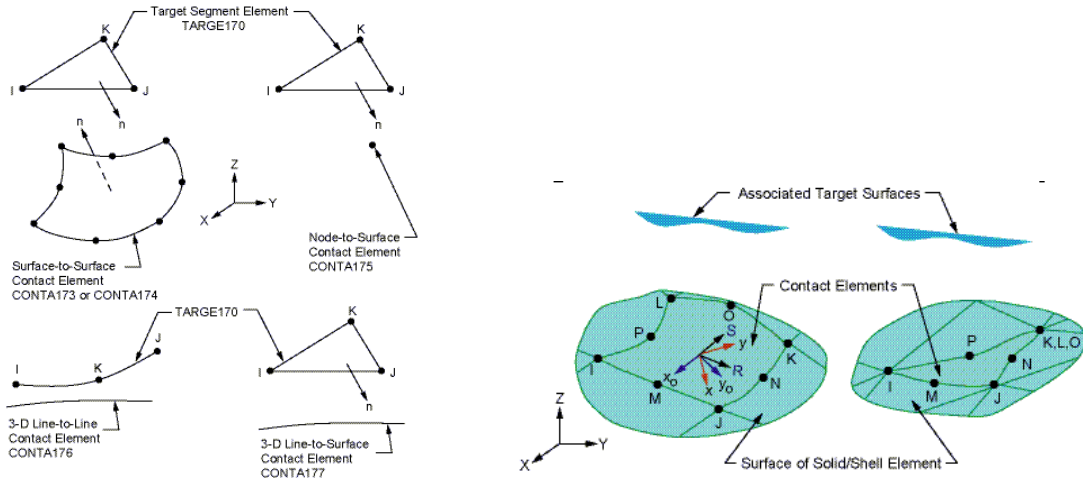


Figura 3.21 – Elementos de contato *TARGE170* e *CONTA174*.

O escorregamento entre as partes conectadas por esses elementos é baseado na Lei de Coulomb, conforme a equação a seguir:

$$\tau \leq \tau_{lim} = \mu P + c \quad (3.13)$$

onde  $\tau$  é a tensão de cisalhamento resultante na superfície em contato,  $\tau_{lim}$  é a tensão de cisalhamento limite,  $\mu$  é o coeficiente de atrito,  $P$  é a pressão normal desenvolvida na superfície de contato, e  $c$  é o coeficiente que representa a coesão na interface (aderência química natural). O escorregamento entre as superfícies ocorre quando a tensão de cisalhamento resultante supera a tensão de cisalhamento limite.

### 3.6.3.3 *PRETS179*

Os elementos *PRETS179* são usados para definir uma seção dentro de uma estrutura bi ou tridimensional com malha definida, onde é aplicada a força de protensão. Esses elementos conectam duas superfícies de um parafuso (ver Figura 3.22) e apresentam um nó de controle, também referenciado como nó  $K$ . O nó de controle  $K$  apresenta apenas um grau de liberdade  $UX$ , que representa o deslocamento relativo entre as duas superfícies A e B, na direção da força de

protensão aplicada. É através desse nó que as condições de contorno são aplicadas em toda a seção definida pelos elementos.

Recomenda-se gerar os elementos *PRETS179* usando o comando *PTSMESH*, que automaticamente divide os elementos do parafuso modelado. A principal vantagem do elemento *PRETS179* está no fato dele não requerer um processo de tentativa e erro para modelar a força de protensão, aplicada por meio do comando *SLOAD*.

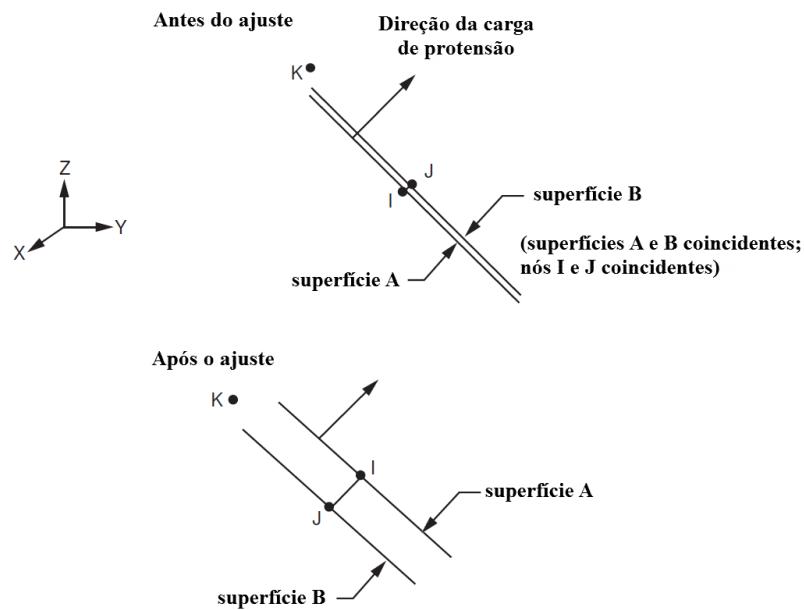


Figura 3.22 – Elemento *PRETS179* – nó de controle *K*.

# 4

## DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-NUMÉRICO DO MODELO UNITÁRIO

### 4.1 Descrição do modelo numérico unitário

O modelo de elementos finitos unitário desenvolvido neste trabalho é constituído de um parafuso ligando duas ou três chapas quadradas. A construção desses dois tipos de modelo unitário envolve diversas etapas, como a definição da geometria, dos materiais e das condições de contorno. Por se tratar de um modelo que deva ter capacidade de ser inserido em qualquer tipo de ligação e em qualquer quantidade, ou seja, que permita diversas configurações para as chapas e para os parafusos, adotou-se a parametrização através da linguagem paramétrica de projeto (APDL) do programa ANSYS® como uma ferramenta de otimização da modelagem. Por isso, ao longo dos itens subsequentes, além das definições geométricas, das relações tensão-deformação para os materiais, dos elementos finitos utilizados, etc, serão informados também o nome de algumas variáveis envolvidas na modelagem numérica.

#### 4.1.1 Geometria

A Figura 4.1 e a Figura 4.2 ilustram, respectivamente, os modelos com duas e três chapas. As variáveis de nome “*altura*” e “*largura*” definem os valores dos lados das chapas do modelo unitário, enquanto as variáveis “*ech1*”, “*ech2*” e “*ech3*” determinam os valores de suas espessuras. O diâmetro do furo central, “*d\_furo*”, é igual ao do furo-padrão estabelecido pela norma brasileira ABNT NBR8800:2008, ou seja, igual ao diâmetro do parafuso acrescido de 1,5 milímetro.

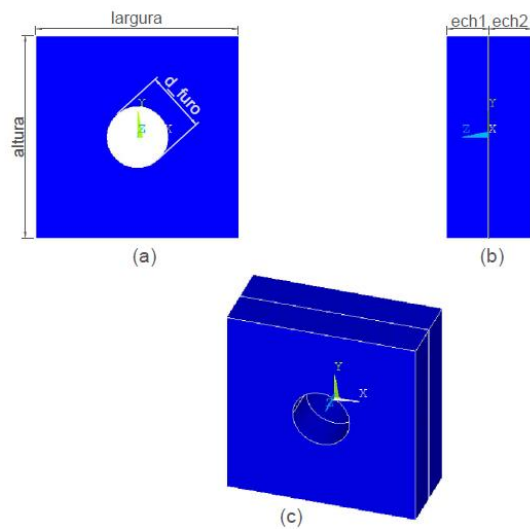


Figura 4.1 – Geometria e variáveis do modelo unitário com duas chapas; (a) vista frontal, (b) vista lateral direita e (c) vista tridimensional

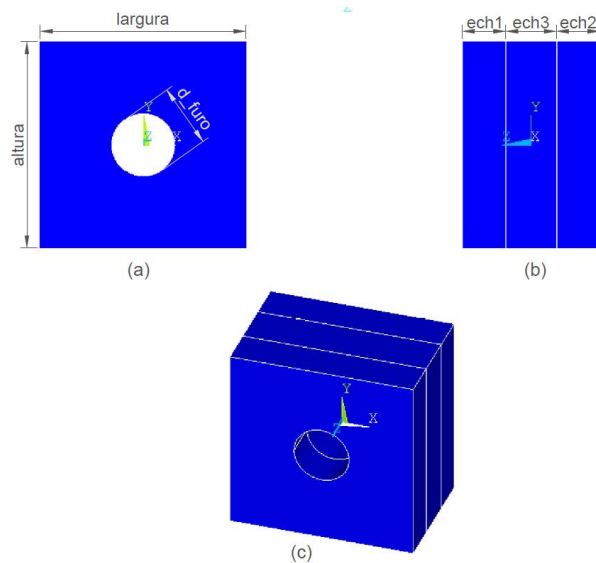


Figura 4.2 – Geometria e variáveis do modelo unitário com três chapas; (a) vista frontal, (b) vista lateral direita e (c) vista tridimensional

Definiram-se as dimensões da chapa do modelo unitário (variáveis “*altura*” e “*largura*”) como sendo maior ou igual a três vezes o diâmetro do furo (ou seja, 90 mm), a fim de se garantir que os efeitos da protensão no parafuso fossem desenvolvidos nas chapas.

A geometria dos parafusos e da porca foi baseada nas especificações americanas para parafusos de alta resistência do tipo ASTM A325, usados em conexões metálicas estruturais – ver Figura 4.3.

Diâmetro nominal do parafuso, $d_b$ (pol.)	Dimensões do parafuso estrutural de cabeça sextavada pesada			Dimensões da porca sextavada pesada	
	Largura da cabeça, $F$ (pol.)	Espessura da cabeça, $H_1$ (pol.)	Comprimento da rosca, $T$ (pol.)	Largura da porca, $W$ (pol.)	Espessura da porca, $H_2$ (pol.)
$1/2$	$7/8$	$5/16$	1	$7/8$	$31/64$
$5/8$	$1\ 1/16$	$25/64$	$1\ 1/4$	$1\ 1/16$	$39/64$
$3/4$	$1\ 1/4$	$15/32$	$1\ 3/8$	$1\ 1/4$	$47/64$
$7/8$	$1\ 7/16$	$35/64$	$1\ 1/2$	$1\ 7/16$	$55/64$
1	$1\ 5/8$	$39/64$	$1\ 3/4$	$1\ 5/8$	$63/64$
$1\ 1/8$	$1\ 13/16$	$11/16$	2	$1\ 13/16$	$1\ 7/64$
$1\ 1/4$	2	$25/32$	2	2	$1\ 7/32$
$1\ 3/8$	$2\ 3/16$	$27/32$	$2\ 1/4$	$2\ 3/16$	$1\ 11/32$
$1\ 1/2$	$2\ 3/8$	$15/16$	$2\ 1/4$	$2\ 3/8$	$1\ 15/32$

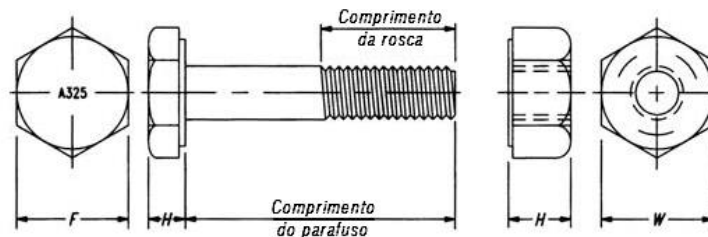


Figura 4.3 – Dimensões de parafusos estruturais de alta resistência e de porcas sextavadas pesadas. Fonte: RCSC (2004)

Na modelagem desses parafusos, algumas simplificações foram adotadas:

- a cabeça e a porca do parafuso apresentam o mesmo diâmetro,  $D$ , e a mesma espessura,  $t$  – Figura 4.4(a).
- a região da rosca, cuja área efetiva equivale a, aproximadamente, 75% da área do fuste, foi modelada com o diâmetro nominal do parafuso, porém com um material menos resistente. Mais detalhes sobre o modelo constitutivo da rosca do parafuso serão fornecidos no subitem seguinte 4.1.2.

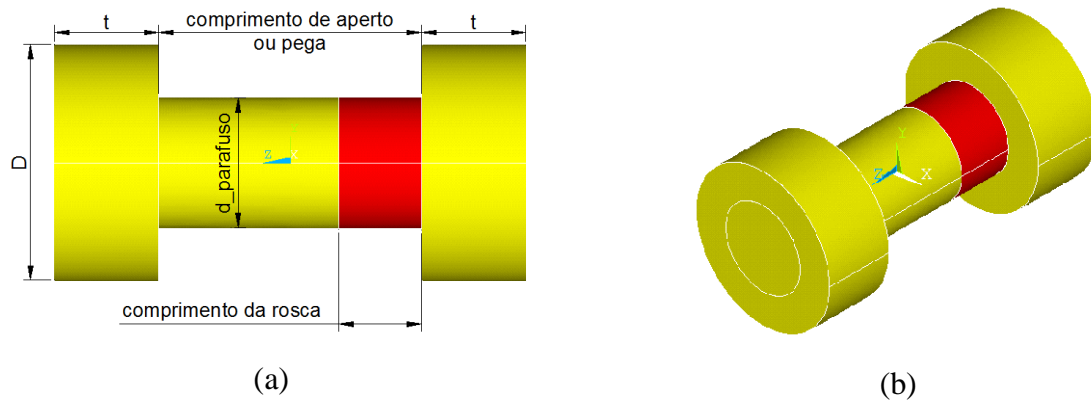


Figura 4.4 – Geometria e variáveis dos parafusos: (a) vista lateral; (b) vista isométrica.

Vale ressaltar que essas simplificações são pertinentes, tendo em vista que o objetivo final deste trabalho é a avaliação do comportamento de ligações completas.

Para calcular o valor do diâmetro  $D$ , fez-se a média dos diâmetros considerados para a porca e para a cabeça do parafuso. O diâmetro considerado para a porca,  $d_{final,porca}$ , foi calculado através da média dos diâmetros do círculo inscrito no hexaedro,  $W$ , e do círculo circunscrito ao hexaedro,  $W/\cos(30^\circ)$  – Eq. (4.1). As mesmas considerações foram feitas para o cálculo do diâmetro da cabeça do parafuso,  $d_{final,cabeça}$  – Eq. (4.2). Para este, porém, o valor do diâmetro do círculo inscrito no hexaedro está definido pela variável  $F$ . Ambas as variáveis encontram-se tabeladas na Figura 4.3.

Com isso, tem-se que:

$$d_{final,porca} = \frac{1}{2} \left( W + \frac{W}{\cos 30^\circ} \right) \quad (4.1)$$

$$d_{final,cabeça} = \frac{1}{2} \left( F + \frac{F}{\cos 30^\circ} \right) \quad (4.2)$$

Finalmente, tem-se o valor de  $D$ :

$$D = \frac{d_{final,porca} + d_{final,cabeça}}{2} \quad (4.3)$$

O cálculo da espessura  $t$  da porca e da cabeça do parafuso também foi feito com base na média das espessuras de cada um desses elementos. Na Figura 4.3, a variável  $H_I$  define os valores das

espessuras da cabeça do parafuso, enquanto que a variável  $H_2$  define os valores das espessuras da porca. Assim,

$$t = \frac{H_1 + H_2}{2} \quad (4.4)$$

Considerou-se a cabeça do parafuso sempre junto à chapa de número 1 e a porca do parafuso sempre junto à chapa de número 2. Apesar das geometrias da porca e da cabeça do parafuso terem sido simplificadas neste trabalho, de modo que ambas apresentam a mesma espessura e o mesmo diâmetro, admitiram-se variáveis diferentes para a definição de suas propriedades caso algum trabalho futuro opte por configurações diferentes de espessura e diâmetro desses elementos.

#### 4.1.2 Modelos constitutivos dos materiais

Para representação do comportamento tensão-deformação das chapas, adotou-se o diagrama trilinear da Figura 4.5. O primeiro segmento de reta representa a fase elástica do material, com inclinação igual ao módulo de elasticidade longitudinal do aço,  $E$ . Segundo a norma brasileira ABNT NBR8800:2008, o valor de  $E$  é igual a 200 GPa. O segundo e o terceiro segmentos representam a fase elastoplástica do material, onde assume-se que a tensão de ruptura,  $f_{uch}$ , é atingida quando os valores de deformação ultrapassam 2%. A deformação última,  $\epsilon_{uch}$ , corresponde à deformação alcançada na ruptura do material das chapas, obtida por meio de ensaios experimentais.

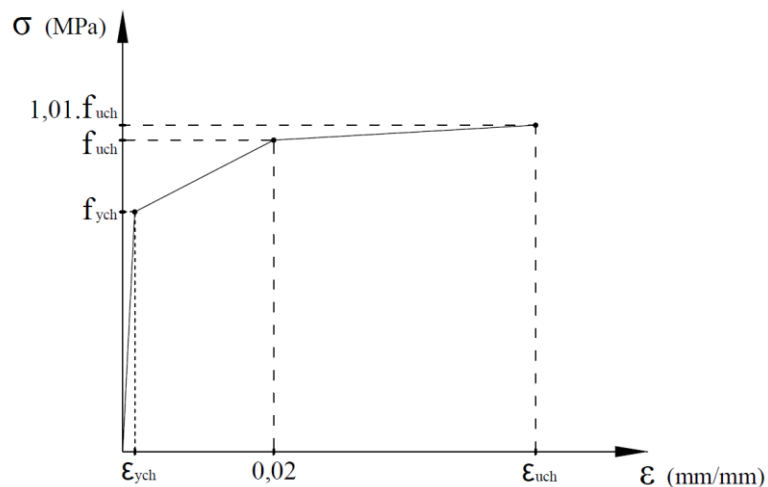


Figura 4.5 – Diagrama trilinear para o material das chapas

Como o comportamento de um parafuso é regido pelo desempenho da sua parte rosqueada e descrito através de sua relação força-alongamento (e não da relação tensão-deformação do material desse parafuso), a caracterização do material dos parafusos tipo ASTM A325 no programa ANSYS® foi baseada nas relações força-alongamento da Figura 3.6. Inicialmente, foi definida uma curva tensão-deformação multilinear, capaz de melhor discretizar esse comportamento. Os valores das tensões foram calculados dividindo a força pela área da rosca do parafuso, local onde ocorre a falha por tração. Os valores de deformação foram calculados dividindo os valores de alongamento pelo comprimento inicial do parafuso entre a cabeça e a porca.

Na prática, as informações disponíveis para caracterização das propriedades mecânicas de um parafuso são somente os valores das tensões de escoamento e da resistência à ruptura. Sendo assim, nem sempre é possível determinar uma curva tensão-deformação multilinear para um parafuso específico e, portanto, foram propostas duas curvas trilineares padrão: uma para o fuste e outra para a rosca do parafuso – Figura 4.6 –. Essas curvas são baseadas na tensão de escoamento,  $f_{yb}$ , e na resistência última,  $f_{ub}$ , do parafuso.

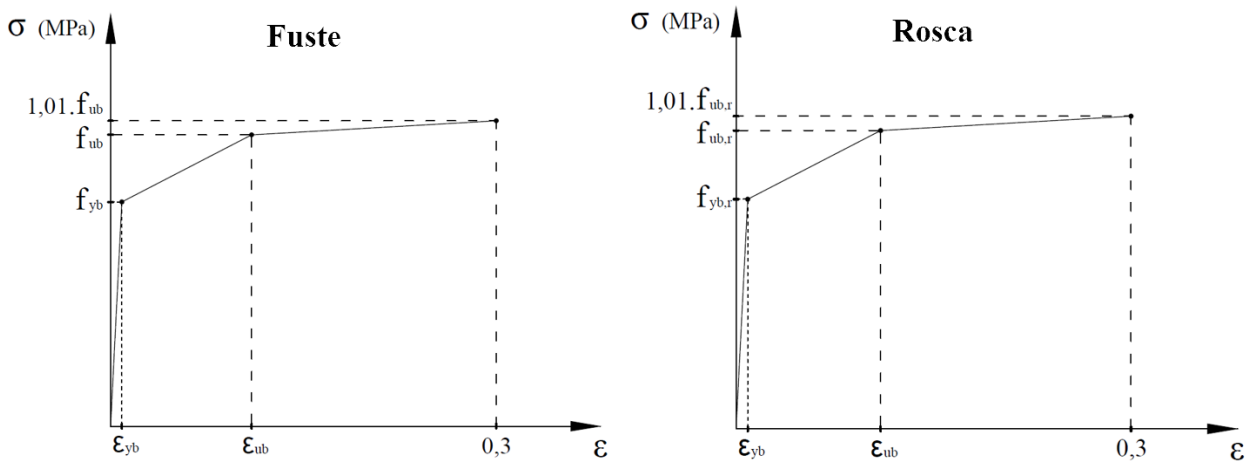


Figura 4.6 – Diagrama trilinear para o material do fuste e da rosca dos parafusos.

É usual considerar um valor de 75% da área bruta do parafuso na definição de sua área efetiva à tração, compreendida na região da rosca e, por isso, inicialmente, avaliou-se a modelagem dessa região através da redução do diâmetro do fuste na interseção com a porca do parafuso. Porém, para evitar as concentrações de tensões identificadas na interseção abrupta desse modelo, optou-se por manter o diâmetro nominal do parafuso constante e ajustar a curva tensão-deformação para a região da rosca. Assim, os valores das tensões do material do parafuso foram multiplicadas por 0,75,



resultando nas tensões de escoamento e de ruptura para a rosca do parafuso iguais a, respectivamente,  $f_{yb,r}$  e  $f_{ub,r}$ . Os valores de deformação permaneceram inalterados, exceto para a deformação correspondente ao escoamento. O valor da deformação correspondente a tensão de escoamento é determinado através da lei de Hooke para materiais isotrópicos,  $\varepsilon_{yb} = f_{yb}/E$ . O valor da deformação,  $\varepsilon_{ub}$ , correspondente à resistência última do parafuso, foi definido como sendo igual a 0,02 a partir da curva força-alongamento da Figura 3.6, característica para parafusos estruturais do tipo A325 com cabeça pesada (comprimento de rosca curto).

O programa ANSYS® apresenta várias opções para descrever o comportamento plástico dos materiais. Para o modelo todo, escolheu-se a opção “Multilinear Kinematic Hardening”, recomendada para problemas com pequenas deformações, com critério de escoamento de von Mises (o que inclui a maior parte dos metais), e regra de fluxo associativa.

#### **4.1.3 Descontinuidades geométricas**

A descontinuidade geométrica é uma característica inerente às ligações parafusadas, já que essas são constituídas de vários componentes que só se encontram conectados quando há contato e transmissão de esforços entre eles. Para uma simulação adequada do contato entre as partes, foram utilizados os elementos de contato *TARGE170* e *CONTA174*, descritos no item 3.6.3.2. A Figura 4.7 ilustra as regiões do modelo unitário com duas chapas que recebem esses elementos. São elas: região entre a chapa 1 e a cabeça do parafuso; região entre as chapas 1 e 2; região entre a chapa 2 e a porca do parafuso; e região entre o furo da chapa e o corpo do parafuso. No modelo unitário com três chapas, existem duas regiões de contato entre chapas (chapas 1 e 3, e chapas 2 e 3).

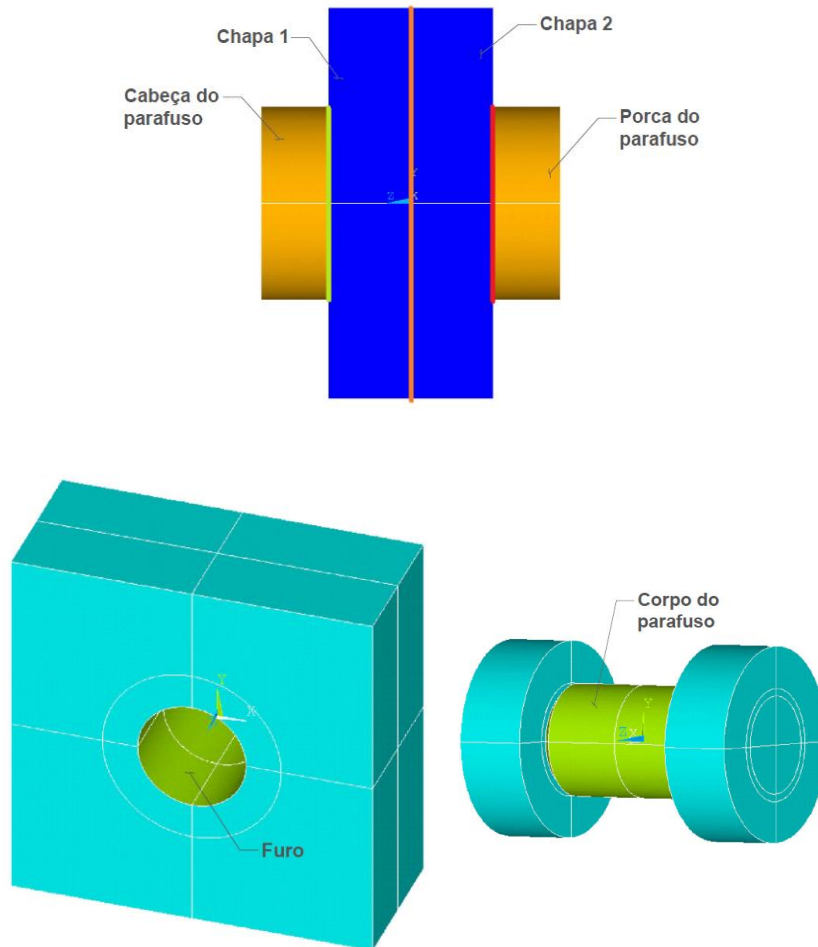


Figura 4.7 – Áreas de possíveis contatos para o modelo unitário com duas chapas.

Designou-se, para este trabalho, o modo de contato superfície-superfície, que permite o emprego do método aumentado de Lagrange. Este método faz uso dos multiplicadores de Lagrange em conjunto com as funções de penalidade para obter a convergência numérica na região do contato. Com esse método, as forças que se desenvolvem nessa região são aumentadas de forma que a penetração decorrente do contato entre as partes não ultrapasse o valor limite permitido,  $FTOLN$ .

A quantidade de penetração entre as superfícies de contato e alvo depende, principalmente, da rigidez de contato normal,  $FKN$ . Altos valores de rigidez normal reduzem a quantidade de penetração, situação ideal, porém podem levar ao mal condicionamento da matriz de rigidez global e a dificuldades de convergência. Baixos valores de rigidez geralmente facilitam a convergência, mas podem levar a uma quantidade de penetração indesejável e, com isso, a uma solução imprecisa.

Na determinação dos pares de contato, foram adotados os valores recomendados pelo programa ANSYS® para a maior parte dos parâmetros, com exceção do valor de  $FKN$  para o contato entre o furo e o corpo do parafuso, adotado igual a 0,01 – valor recomendado para regiões com deformações decorrentes da flexão.

A rigidez tangencial,  $FKT$ , calculada automaticamente pelo programa, é proporcional à rigidez normal e ao coeficiente de atrito,  $\mu$ , definido com valor igual a 0,30.

Na definição dos elementos de contato  $CONTA174$ , os parâmetros  $KEYOPT(4)$  e  $KEYOPT(10)$  foram considerados com valor igual a 2, o que implicou, respectivamente, na detecção do contato nos nós dos elementos de contato (e não nos pontos de Gauss), e na atualização da rigidez do contato a cada iteração (e não a cada passo de carregamento).

É importante verificar, através do comando  $CNCHECK,DETAIL$ , o status de todos os pares de contato presentes no modelo. As partes que deveriam estar em contato desde o início da simulação devem apresentar o status de contato “fechado”, o que não ocorre, neste caso, somente para a região compreendida entre o corpo do parafuso e o furo das chapas, com status de contato “aberto” em função da folga presente entre esses elementos. Devido à mudança do status dos pares de contato ao longo da simulação numérica, trata-se de um problema não linear.

#### **4.1.4 Inserção do modelo unitário nos modelos completos**

Para inserir o modelo unitário nos modelos completos, é preciso gerar os arquivos “.cdb” e “.iges” do modelo unitário através dos comandos  $CDOPT$  e  $CDWRITE$ . Esses arquivos armazenam todos os dados referentes ao modelo unitário, como geometria, tipos de elementos, propriedades dos materiais, carregamentos etc., e são lidos nos arquivos dos modelos completos através dos comandos  $CDOPT$  e  $CDREAD$ . É necessário que os arquivos gerados do modelo unitário estejam na mesma pasta do arquivo “.db” do modelo completo.

Após inserir o modelo unitário na quantidade e posicionamento desejados, efetuou-se a solidarização das entidades pertinentes, como nós coincidentes e pares de contato, através do comando  $NUMMRG$ .

#### 4.1.5 Condições de contorno e discretização da malha

As condições de contorno dos modelos são aplicadas em dois estágios de carregamento distintos (“*load steps*”): no primeiro estágio, aplicam-se as restrições nos nós das chapas/parafuso e a força de protensão inicial no parafuso, quando for o caso; no segundo, aplicam-se os esforços externos aos modelos por meio de incrementos de deslocamento ou de força. Os valores dos incrementos de carregamento foram definidos automaticamente pelo programa, através do comando *AUTOTS,ON*, para otimização do tempo de processamento dos modelos, com incremento mínimo de referência de 1% da carga final aplicada.

O valor da força de protensão inicial nos parafusos foi definido conforme recomendação da norma ABNT NBR8800:2008 para parafusos ASTM de alta resistência, e é igual a, aproximadamente, 70% da força de tração resistente nominal do parafuso. Na literatura, foram encontradas diversas formas de se aplicar protensão no parafuso usando o software ANSYS®. Optou-se pelo uso do elemento *PRETS179*, descrito no item 3.6.3.3, que permite indicar diretamente o valor dessa força de protensão inicial através do comando *SLOAD*.

O segundo passo de carregamento consiste na aplicação dos esforços externos ao modelo conforme cada caso avaliado. Em se tratando do modelo unitário com parafuso sujeito à tração, as solicitações externas foram introduzidas através de incrementos de deslocamento, conforme ensaios experimentais – Figura 4.8. Os nós das áreas externas da chapa 2, onde são aplicados os incrementos de deslocamento no sentido negativo do eixo *Z*, foram impedidos de se deslocar em *X* e em *Y* para aumento da estabilidade da simulação numérica. Os nós das áreas laterais externas da chapa 1 foram impedidos de transladar nos três sentidos, bem como os nós do plano *XY* da extremidade da cabeça do parafuso.

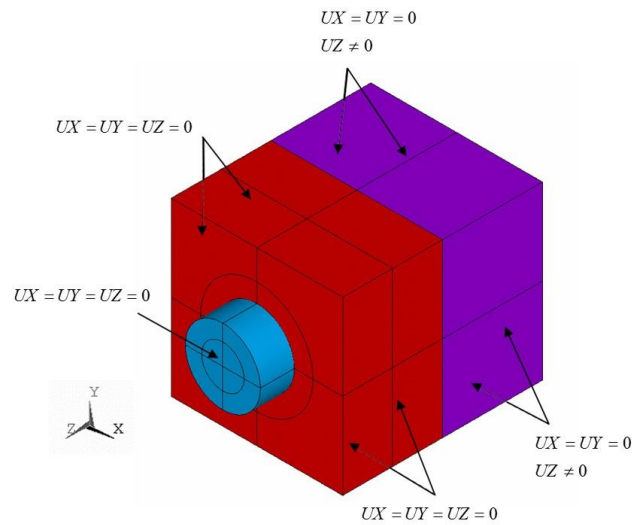


Figura 4.8 – Condições de contorno do modelo unitário com parafuso sujeito à tração.

Incrementos de deslocamento também foram aplicados no modelo unitário com parafuso sujeito ao cisalhamento duplo – Figura 4.9. Os nós das bases das chapas da extremidade (chapas 1 e 2) foram restritos em  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ . Aos nós do topo da chapa central (chapa 3) foram impostos deslocamentos no sentido negativo do eixo  $Y$ . Os nós das áreas laterais externas dessa chapa foram restritos em  $X$  para aumento da estabilidade da simulação numérica. A cabeça e a porca do parafuso tiveram os nós da extremidade ao longo de uma linha central impedidos em  $Y$ , para evitar rotação em torno de seu próprio eixo longitudinal  $Z$ . Essa restrição não impede o giro da cabeça e da porca em torno do eixo  $X$ , esperado em função da folga existente entre o furo e o corpo do parafuso.

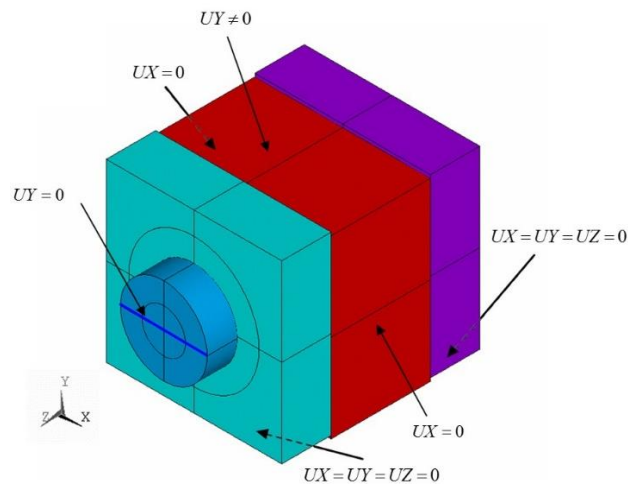


Figura 4.9 – Condições de contorno do modelo unitário com parafuso sujeito ao cisalhamento duplo.

Nos modelos unitários sujeitos à combinação dos esforços de tração e cisalhamento, e nos modelos completos, foram aplicados incrementos de força para consideração dos esforços externos. Isso foi possível porque, nesses casos, existe a força de protensão inicial nos parafusos, que gera pressão de contato e, conseqüentemente, forças de atrito entre os elementos. O desenvolvimento dessas forças também justifica a não restrição de qualquer nó do parafuso, como realizado nos casos citados anteriormente. Portanto, mesmo com a folga entre os furos das chapas e o corpo do parafuso, o modelo não apresentou instabilidade inicial ao serem aplicados pequenos incrementos de força, em função da existência do atrito.

A Figura 4.10 ilustra as condições de contorno do modelo unitário sujeito à combinação de esforços de tração e cisalhamento. Os nós das áreas externas laterais da chapa 1 apresentam restrição das três translações, enquanto que os nós das áreas externas laterais da chapa 2 estão sujeitos às componentes da força de ensaio,  $F_{ensaio}$ , nas direções  $Y$  e  $Z$  ( $F_y$  e  $F_z$ , respectivamente).

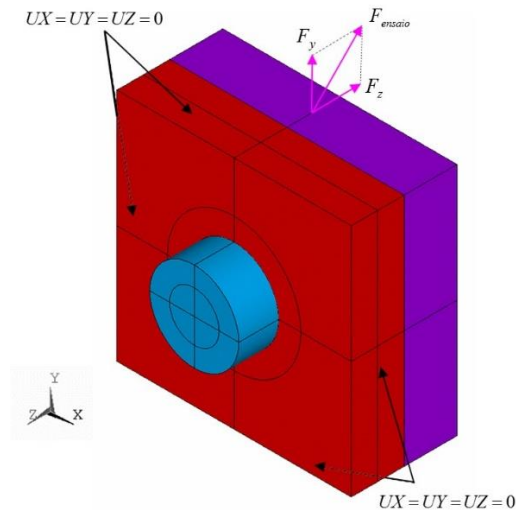


Figura 4.10 – Condições de contorno do modelo unitário com parafuso sujeito à combinação de esforços de tração e cisalhamento.

Conforme Salamet e Garlock (2010), para regiões com altas concentrações de tensões como nos parafusos e nos furos das chapas, os testes de convergência de malha indicam a adoção de 20 a 24 elementos ao longo da circunferência de parafusos com diâmetros típicos (entre 7/8 de polegada e 1 1/4 de polegada). A Figura 4.11 apresenta, para um dos modelos unitários simulado, os detalhes da malha do parafuso e da região ao redor do corpo do parafuso, ambos com 24 elementos ao longo

da circunferência que define o diâmetro dos furos das chapas e do corpo do parafuso. A configuração da malha do restante do modelo encontra-se em função desse valor – já que se trata de um modelo aplicável para diversas espessuras de chapas e, conseqüentemente, para diferentes comprimentos de parafuso – e também em função dos valores necessários para que a geração de uma malha hexaédrica fosse possível. A malha mais refinada ao longo do corpo do parafuso corresponde à região da rosca.

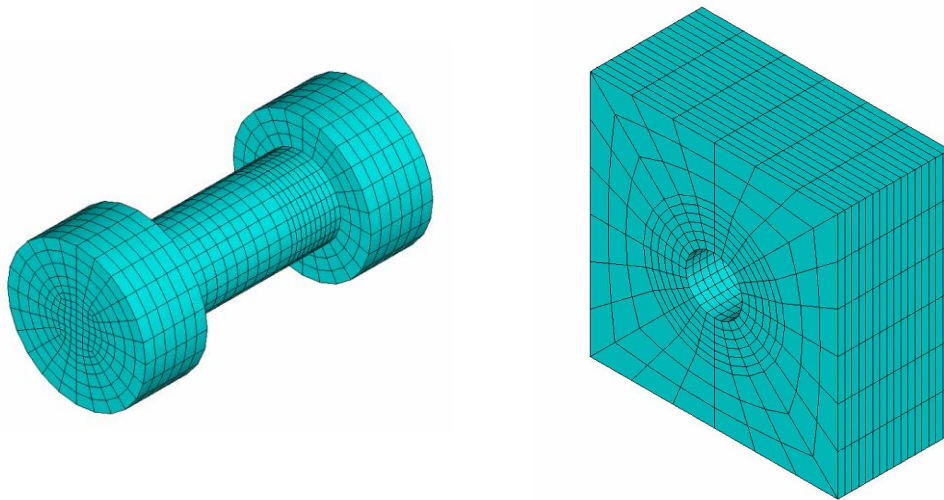


Figura 4.11 – Detalhes da malha do modelo unitário.

## 4.2 Comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais de parafusos sujeitos à tração

Para avaliação do modelo numérico unitário com parafuso sujeito à tração, foi reproduzido o ensaio de tração experimental descrito no item 3.4.1.2. A Tabela 4.1 e a Tabela 4.2 apresentam os pares tensão-deformação utilizados na definição da curva multilinear e trilinear, respectivamente, do material do parafuso. Esses valores foram obtidos como explicitado no item 4.1.2, utilizando a curva experimental da Figura 3.6 como referência. Nota-se pelos valores de tensão das tabelas que, no modelo unitário tracionado, foi definido o material da rosca por todo o corpo do parafuso, uma vez que a falha, neste caso, ocorre na região da rosca. A solicitação à tração foi realizada através de incrementos de deslocamento de uma das chapas e o parafuso não apresenta protensão inicial. Os pontos da curva trilinear do material das chapas – aço ASTM A440 – estão definidos na Tabela 4.2.

Tabela 4.1 – Pontos considerados da curva força-alongamento para definição da curva tensão-deformação multilinear– parafuso A325, lote 8B.

$T$ (kips)	$\delta$ (pol.)	Tensão (MPa)	Deformação (mm/mm)
0	0	0	0
36,05	0,010	413,35	0,0018
42,05	0,012	482,15	0,0025
46,14	0,014	529,04	0,0033
48,98	0,016	561,61	0,0040
51,25	0,021	587,63	0,0052
52,84	0,029	605,90	0,0070
55,23	0,055	633,30	0,0133
55,6	0,08	637,5	0,0200
		637,5	0,0500

Tabela 4.2 – Dados da curva tensão-deformação trilinear– parafuso A325, lote 8B e chapas ASTM A440.

	Tensão (MPa)	Deformação (mm/mm)
Rosca do parafuso	0	0
	$f_{yb,r} = 431,25$	$\epsilon_{yb} = 0,00215$
	$f_{ub,r} = 637,5$	$\epsilon_{ub} = 0,02$
	$1,01 f_{ub,r} = 643,9$	0,3
Chapas ASTM A440	0	0
	$f_{ych} = 300$	$\epsilon_{ych} = 0,0015$
	$f_{uch} = 500$	$\epsilon_{uch} = 0,02$
	$1,01 f_{uch} = 505$	0,3

Os resultados numéricos estão expostos na Figura 4.12 através de curvas força ( $T$ ) versus alongamento ( $\delta$ ), juntamente com a curva experimental.

O emprego da curva tensão-deformação multilinear forneceu resultados praticamente iguais aos do ensaio experimental, enquanto que, para a curva tensão-deformação trilinear, os resultados para a fase elástica e para a carga última estão bem definidos.



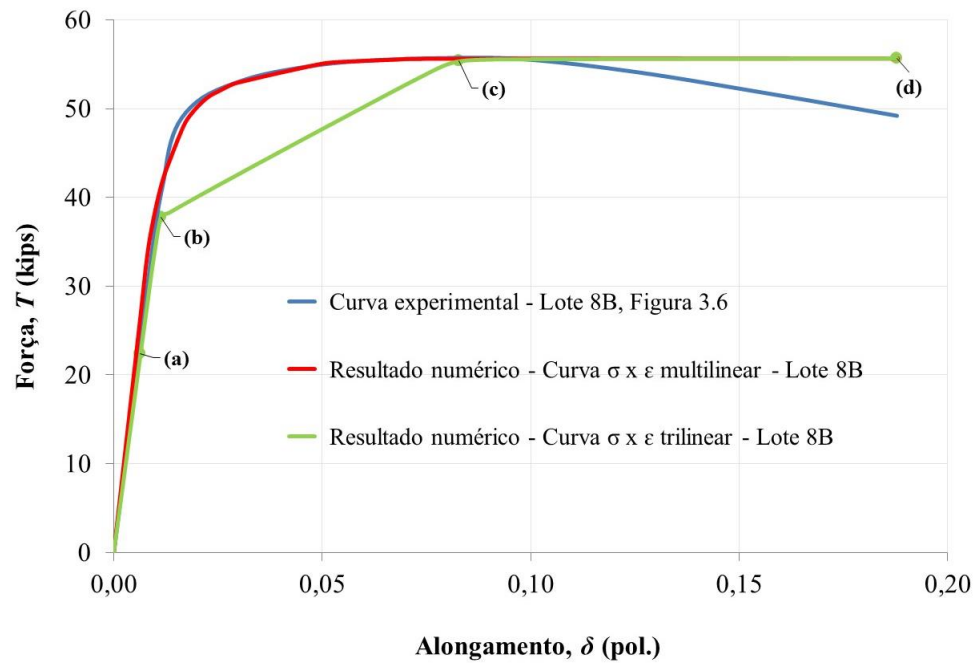


Figura 4.12 – Curvas força-alongamento do parafuso sujeito à tração – Lote 8B.

Observa-se uma diferença de comportamento na fase de encruamento do parafuso (segundo trecho da curva trilinear). Essa perda de rigidez devido a não discretização da região da curva onde o encruamento está presente não leva a grandes consequências quando se trata de projeto de ligações metálicas, uma vez que, normalmente, buscam-se os seguintes objetivos: análise do nível de deformações e, conseqüentemente, deslocamentos na fase elástica, onde o comportamento foi bem descrito pelo primeiro trecho da curva trilinear; carga última do parafuso, bem definida pelo último trecho do diagrama trilinear.

No caso de o estudo ter como objetivo a avaliação dos deslocamentos nas fases elástica e plástica, o mais adequado é determinar a curva tensão-deformação multilinear a partir da curva força-alongamento do parafuso em questão, pois a sua ductilidade depende do número de fios de rosca presente dentro do comprimento de aperto. Como nem sempre é possível obter essa informação, a curva trilinear, por apresentar bons resultados dentro do propósito desse trabalho, será adotada como referência para as demais simulações.

A Figura 4.13 apresenta o diagrama de tensões de von Mises para os parafusos do lote 8B, considerando a curva trilinear para os diferentes estágios de carregamento indicados na Figura 4.12.

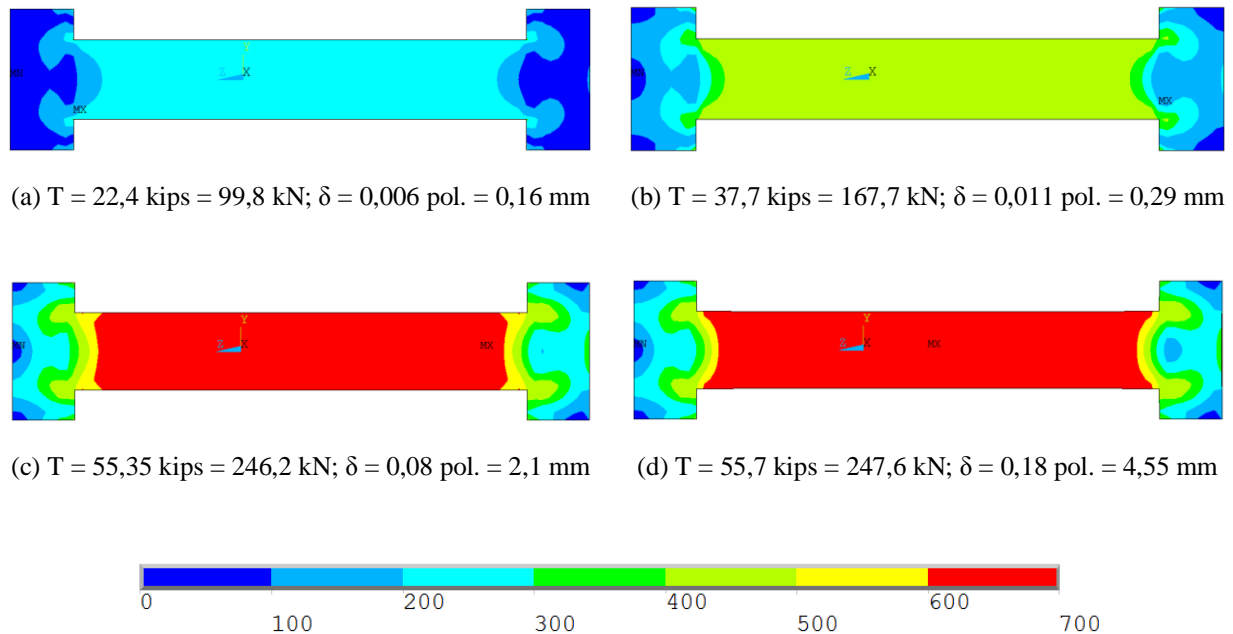


Figura 4.13 – Tensões de von Mises no corpo do parafuso [MPa]: (a) fase elástica; (b) início do escoamento; (c) final do escoamento; (d) carga última.

Observa-se uma distribuição uniforme de tensões ao longo do corpo do parafuso, com valor médio igual a força aplicada dividida pela área do fuste. Junto à cabeça e à porca, é possível identificar uma distribuição não uniforme de tensões devido às perturbações inseridas pela introdução de carga através do contato com as chapas. As forças de tração indicadas nas Figuras 4.13c e 4.13d – pontos “c” e “d” da Figura 4.12, respectivamente – apresentam valores muito próximos, pois após o limite de resistência definido na curva trilinear, a tensão é praticamente constante com o aumento das deformações e igual ao valor da tensão  $f_{ub,r}$ .

A Figura 4.14 apresenta as deformações equivalentes de von Mises para o ponto “d” da Figura 4.12 (curva força-alongamento). A Figura 4.15 ilustra, para esse mesmo ponto, a condição do contato entre a cabeça/porca do parafuso e as chapas. Como a sollicitação é de tração, essa região encontra-se totalmente em contato (“*sticking*”), com diagrama de pressão simétrico. Observam-se maiores valores de pressão junto à borda do furo, que decaem cerca de três vezes até a borda da região em contato.

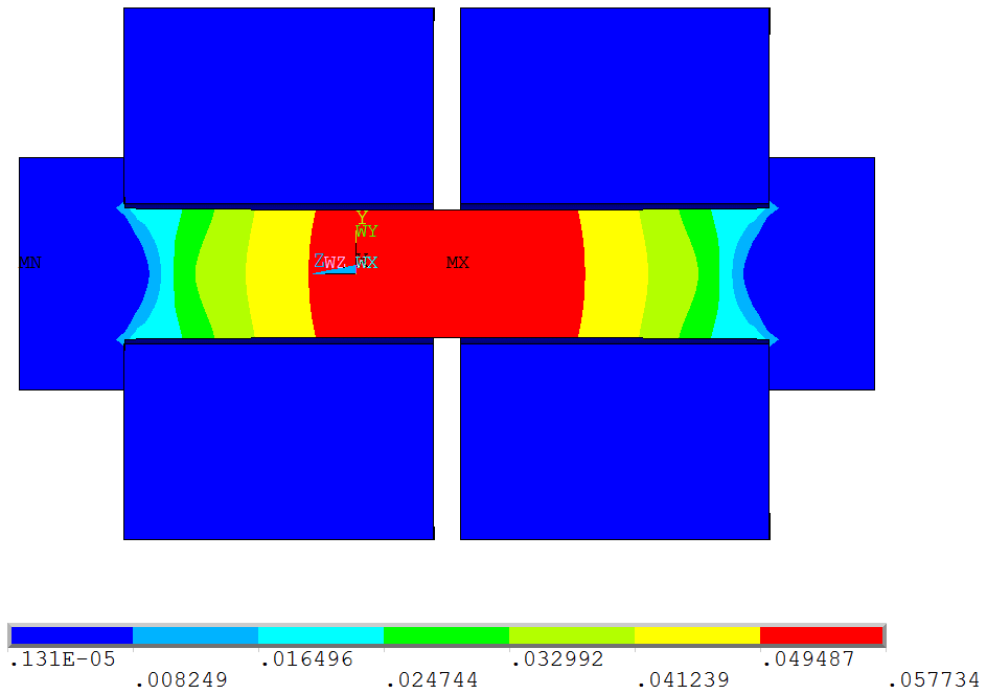


Figura 4.14 – Deformações equivalentes de von Mises para o ponto “d” da Figura 4.12.

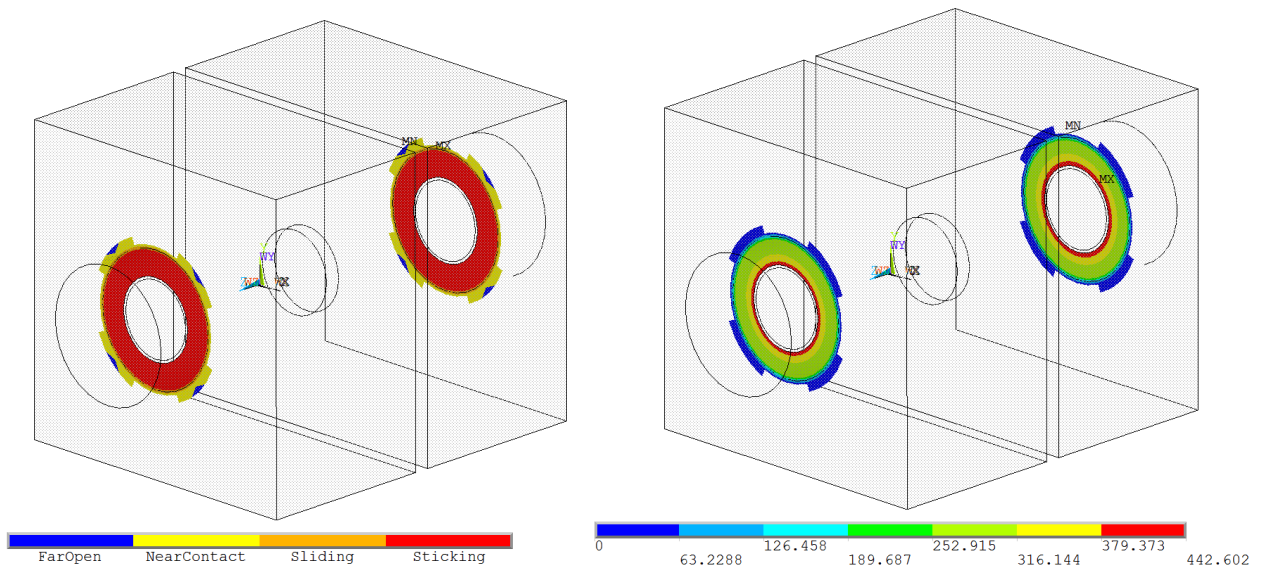


Figura 4.15 – Status e pressão de contato entre a cabeça do parafuso e as chapas para o ponto “d” da Figura 4.12.

### 4.3 Comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais de parafusos sujeitos ao cisalhamento duplo

Para avaliação do modelo numérico unitário com parafuso sujeito ao cisalhamento duplo, foi reproduzido o ensaio experimental descrito no item 3.4.2.2. Como o parafuso sujeito ao cisalhamento duplo não apresenta fios de rosca dentro do comprimento de aperto, o material do fuste do parafuso foi definido ao longo de todo o seu comprimento – Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Dados da curva tensão-deformação trilinear – parafuso ASTM A325, lote 8B.

	Tensão (MPa)	Deformação (mm/mm)
Fuste do parafuso	0	0
	$f_{yb} = 575$	$\epsilon_{yb} = 0,002875$
	$f_{ub} = 850$	$\epsilon_{ub} = 0,02$
	$1,01 f_{ub} = 858,5$	0,3

Conforme dito anteriormente, o experimento tem início com os furos das chapas já em contato com o corpo do parafuso, e incrementos de deslocamento vertical foram aplicados na chapa central para solicitar o parafuso ao cisalhamento duplo. As mesmas premissas foram consideradas no modelo numérico. O coeficiente de atrito entre os elementos, neste caso, foi considerado nulo, já que o parafuso não apresenta força de protensão inicial. Apresentam-se na Figura 4.16 as curvas experimental e numérica da tensão de cisalhamento ( $\tau_0$ ) *versus* deslocamento vertical ( $\Delta$ ) para o parafuso ASTM A325, lote 8B, sujeito ao cisalhamento duplo. A tensão de cisalhamento é definida como a força de cisalhamento, por plano de corte, dividida pela área da seção transversal do fuste do parafuso.

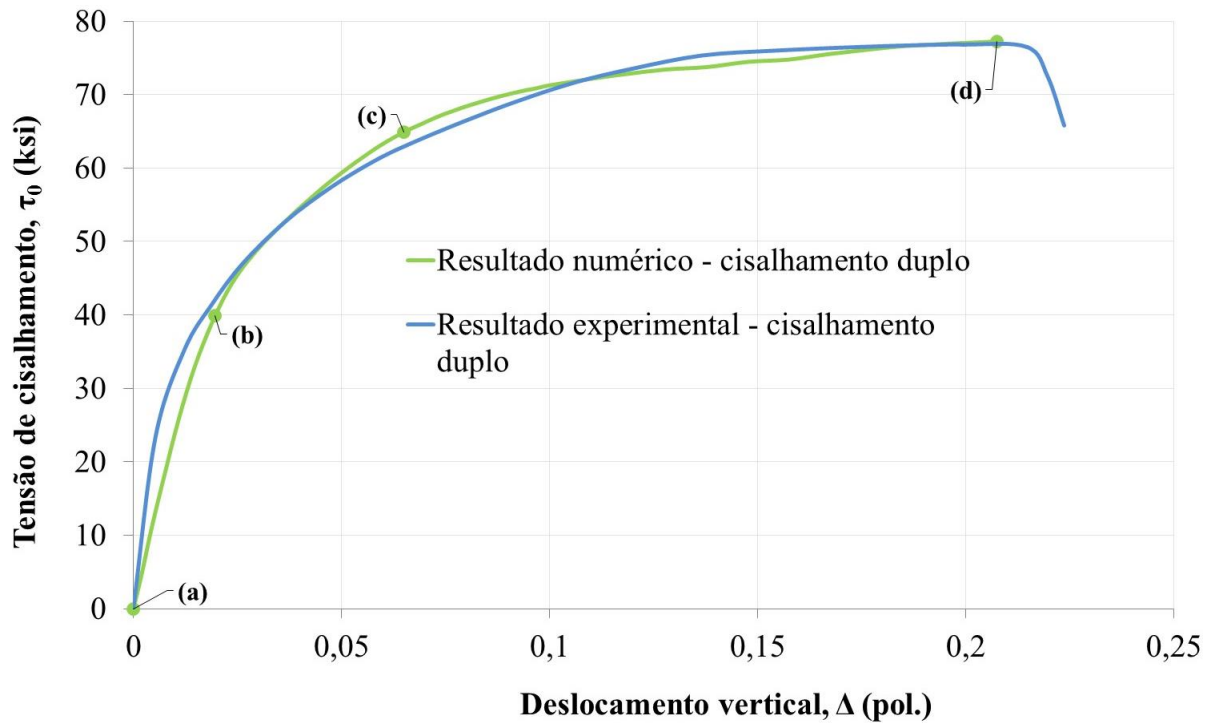


Figura 4.16 – Curvas experimental e numérica da tensão de cisalhamento *versus* deslocamento vertical para parafusos tipo A325, lote 8B, sujeitos ao cisalhamento duplo.

Pode-se perceber que o modelo numérico apresenta comportamento ligeiramente mais flexível na fase elástica. Mesmo assim, após o início da plastificação, o modelo numérico assume comportamento semelhante ao experimental, resultando na mesma carga última. Os níveis de deslocamento da chapa central,  $\Delta$ , correspondentes à carga última também foram semelhantes – Figura 4.17.

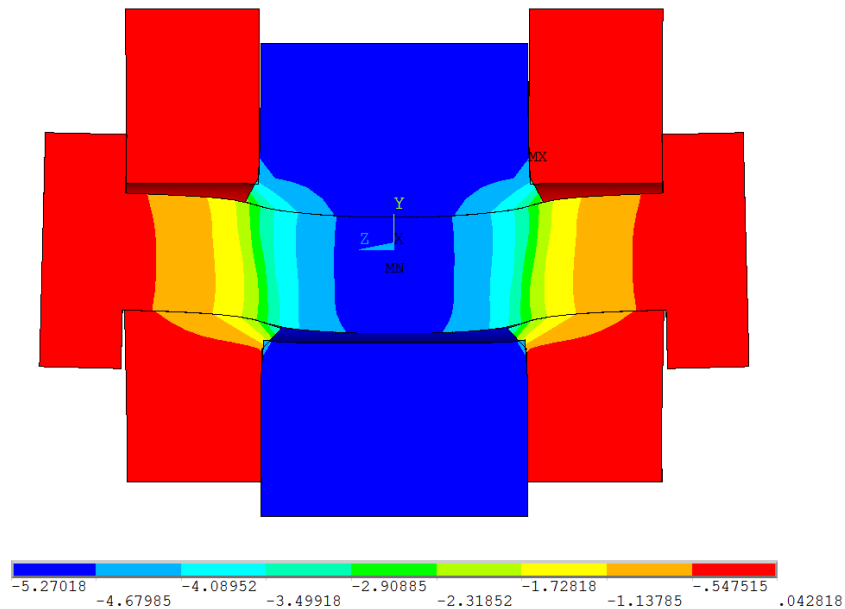


Figura 4.17 – Deslocamento vertical,  $\Delta$ , para o último passo de carga do parafuso tipo A325, lote 8B, sujeitos ao cisalhamento duplo [mm].

A Figura 4.18 apresenta a distribuição de tensões equivalentes de von Mises no último passo de carga (ponto “d” da Figura 4.16), onde é possível observar planos inclinados de ruptura no corpo do parafuso. Os efeitos de flexão do parafuso são consideráveis, e se pronunciam para chapas com menores valores de tensão de escoamento, já que a plastificação na região de contato entre as partes inicia-se para menores valores de carregamento. A Figura 4.19 apresenta as deformações equivalentes de von Mises na ruptura. Os altos valores de deformação são desprezados por estarem presentes apenas em pontos localizados das bordas dos furos das chapas.

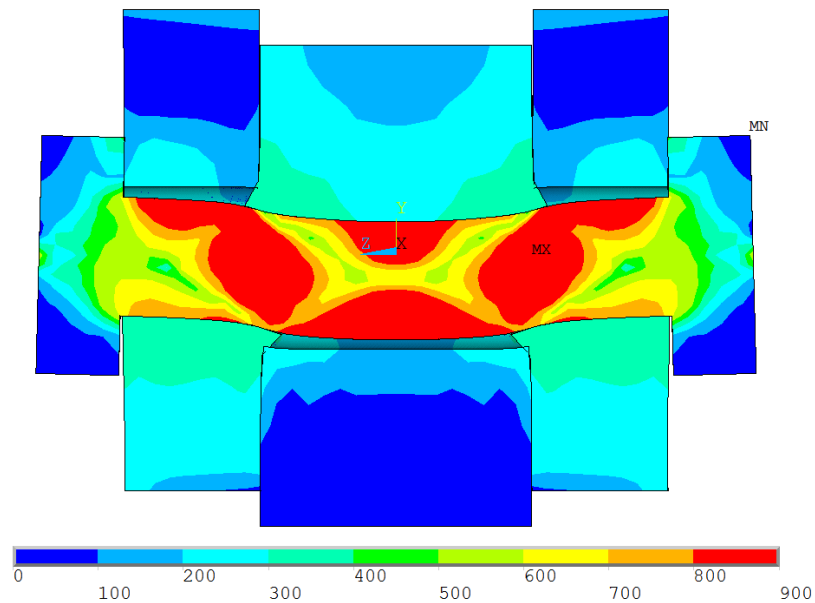


Figura 4.18 – Distribuição das tensões equivalentes de von Mises para o último passo de carga do parafuso tipo A325, lote 8B, sujeitos ao cisalhamento duplo [MPa].

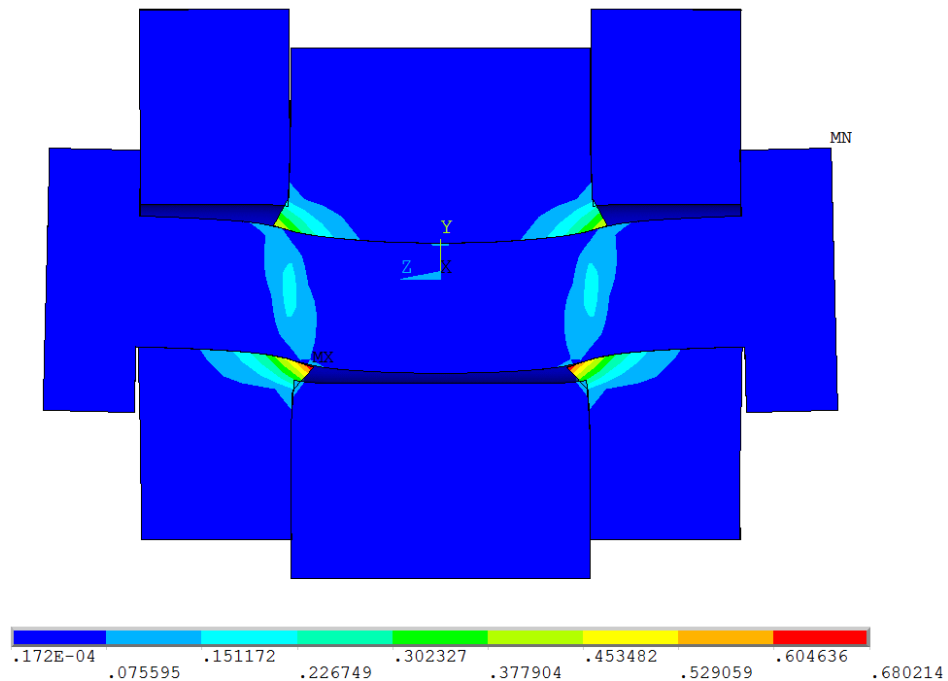


Figura 4.19 – Deformações equivalentes de von Mises para o último passo de carga do parafuso tipo A325, lote 8B, sujeitos ao cisalhamento duplo [mm/mm].

A Figura 4.20 apresenta a distribuição de tensões de cisalhamento no plano  $XY$ ,  $\tau_{yz}$ , para os níveis de carga correspondentes aos pontos destacados na Figura 4.16, ao longo da seção longitudinal do

modelo numérico. Os índices adotados na Figura 4.20 são iguais e correspondentes aos pontos “a”, “b”, “c” e “d” indicados na Figura 4.16.

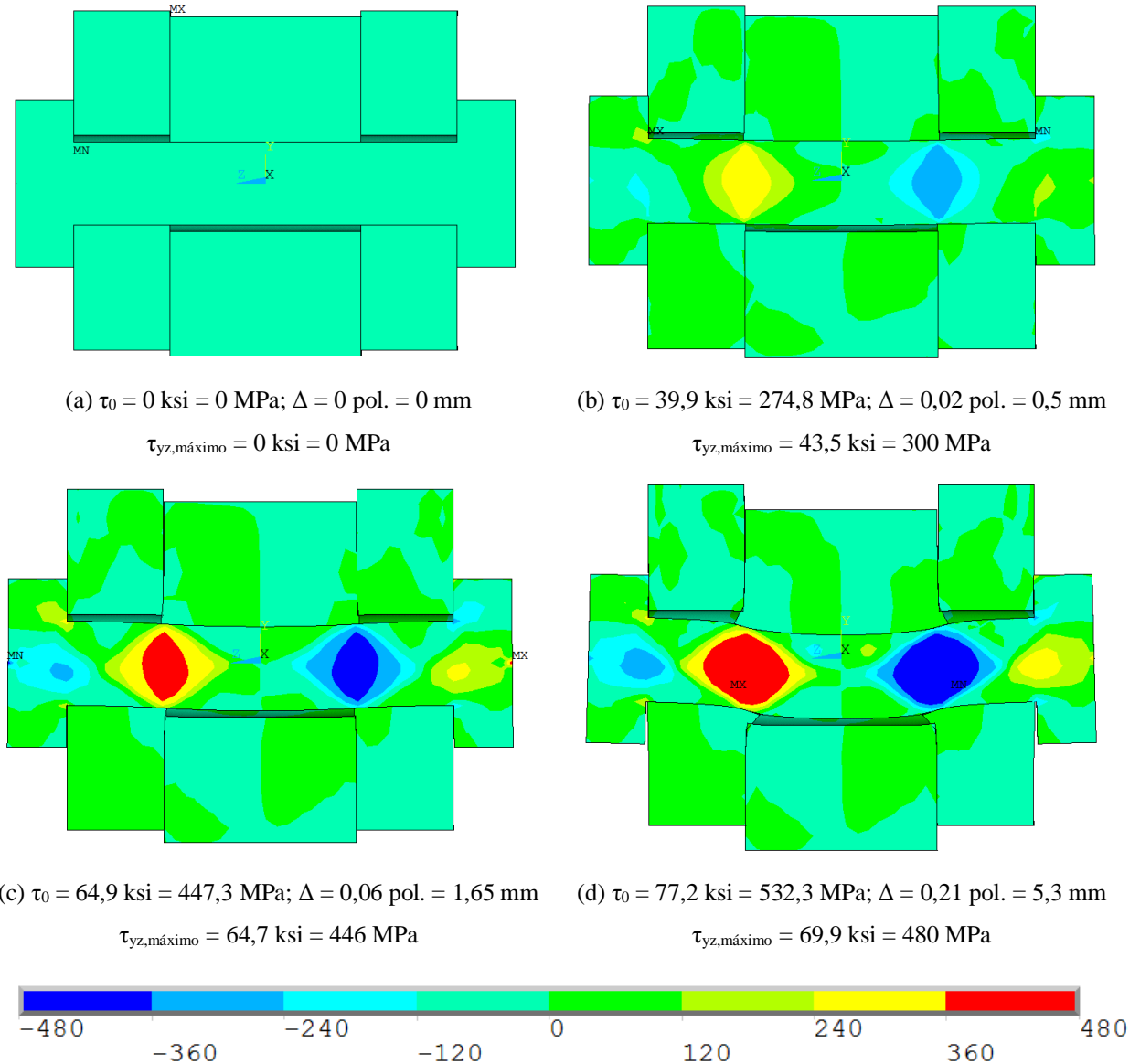


Figura 4.20 – Distribuição das tensões de cisalhamento,  $\tau_{yz}$ , para o ensaio numérico de cisalhamento duplo: (a) início da simulação; (b) início do escoamento ; (c) ponto intermediário entre o escoamento e a ruptura; (d) ruptura [MPa].

Analisando os valores das tensões de cisalhamento para cada ponto destacado, observa-se que o valor máximo numérico,  $\tau_{yz,\text{máximo}}$ , foi superior à tensão  $\tau_0$  para o ponto “b” (Figura 4.20b), e inferior para os pontos “c” e “d” (Figuras 4.20c e 4.20d). Para o ponto “b”, o valor médio de tensão de cisalhamento no plano de corte do fuste calculada através do programa foi de 270 MPa, semelhante



ao valor de  $\tau_0$ . Já para o ponto “d”, a tensão média nesse mesmo plano de corte foi igual a 412 MPa, valor este bem inferior ao  $\tau_0$ . Tais valores podem ser avaliados com maiores detalhes na Figura 4.21. Tal divergência surge devido a elevados valores de deformação, que ocorrem após o escoamento, associados à flexão pronunciada nesse estágio de carregamento. Na ruptura do parafuso, o plano de falha é ligeiramente inclinado, evidenciado pela Figura 4.19, e apresenta uma área resistente superior à seção transversal do fuste.

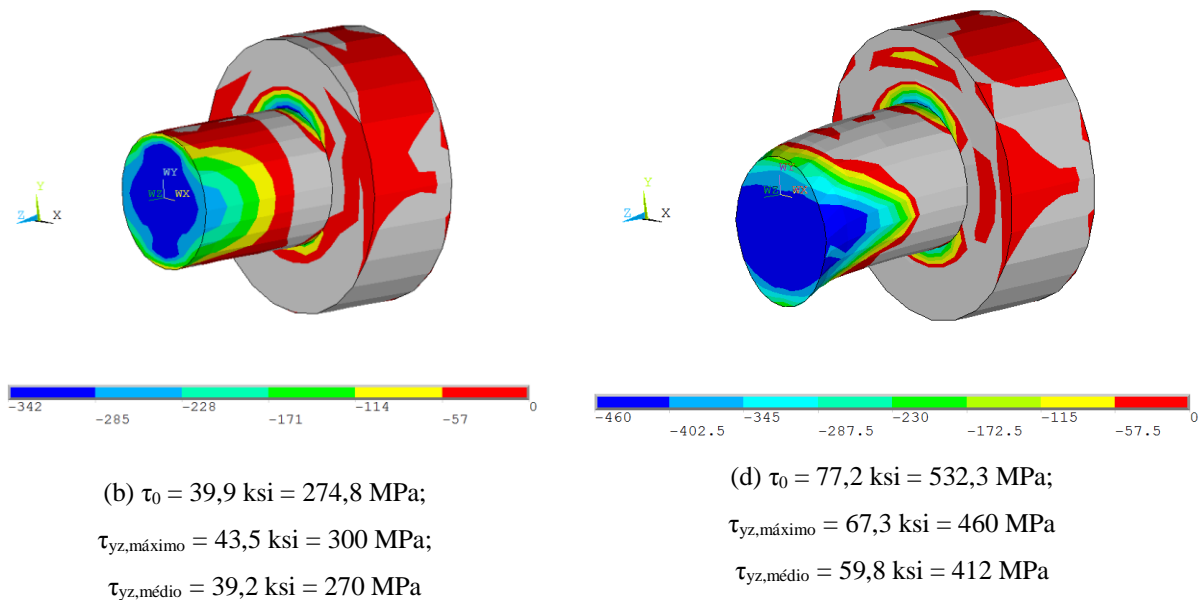


Figura 4.21 – Distribuição das tensões de cisalhamento,  $\tau_{yz}$ , em um dos planos de corte do fuste do parafuso para os pontos “b” e “d” [MPa].

Foram realizados testes para avaliar o comportamento qualitativo do modelo submetido ao cisalhamento duplo considerando a folga nula. Duas situações foram simuladas: eliminação da folga modelando o furo das chapas com o mesmo diâmetro nominal do parafuso, e eliminação da folga através do fechamento do contato entre as superfícies, definindo o parâmetro *KEYOPT(5)* do elemento de contato *CONTA174* como igual a 1. Ambos os testes apresentaram comportamentos semelhantes, indicando um aumento considerável de rigidez após o escoamento do parafuso e uma diminuição da ductilidade. Isso é, de certa forma, intuitivo, uma vez que a mobilidade do parafuso dentro do furo é menor com a eliminação dessa folga.

A Figura 4.22 apresenta a distribuição da pressão de contato entre os furos das chapas e o corpo do parafuso. Os valores mais pronunciados estão presentes nas extremidades dos furos localizadas próximas aos planos de corte.

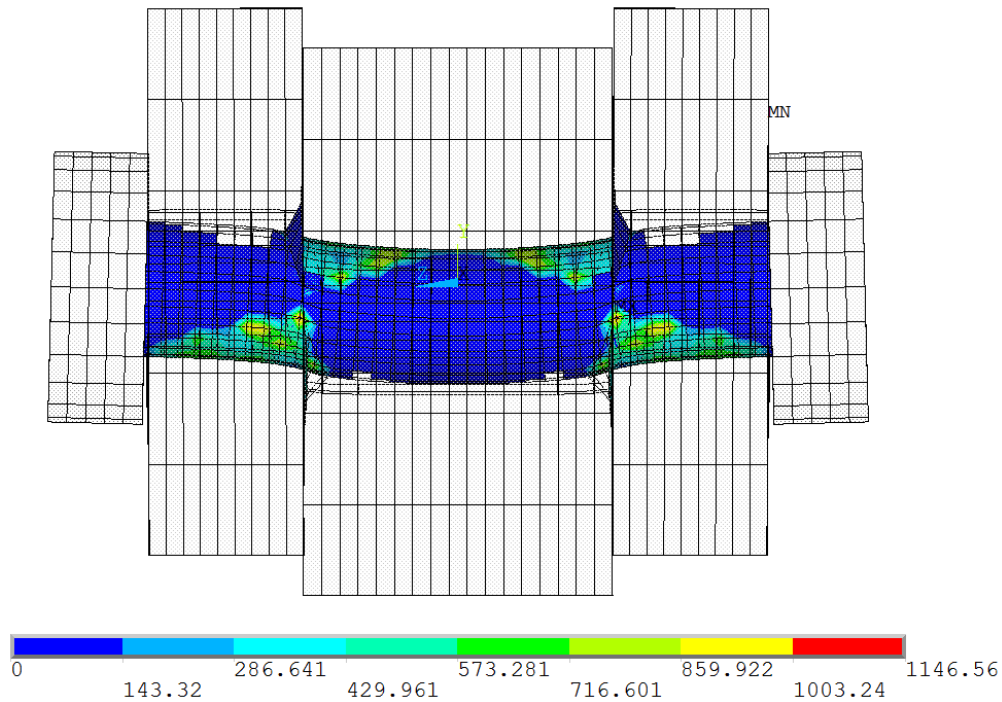


Figura 4.22 – Pressão de contato entre os furos das chapas e o corpo do parafuso [MPa].

#### 4.4 Comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais de parafusos sujeitos a esforços combinados de tração e cisalhamento

Para avaliação do modelo numérico unitário com parafuso sujeito à combinação dos esforços de tração e cisalhamento, foram reproduzidas todas as relações de carregamento T-S da Tabela 3.8, para os parafusos das séries B e C, conforme os dados geométricos fornecidos na Tabela 3.6, item 3.4.3.2. A Tabela 4.4 apresenta os valores de tensão-deformação utilizados na definição das curvas trilíneas do material do fuste e da rosca do parafuso, bem como das chapas de montagem ASTM A7.

Tabela 4.4 – Dados das curvas tensão-deformação trilineares para o modelo numérico dos parafusos das séries B e C.

	Modelo numérico - parafuso série B		Modelo numérico - parafuso série C	
	Tensão (MPa)	Deformação (mm/mm)	Tensão (MPa)	Deformação (mm/mm)
Fuste do parafuso	0	0	0	0
	$f_{yb} = 575$	$\epsilon_{yb} = 0,002875$	$f_{yb} = 575$	$\epsilon_{yb} = 0,002875$
	$f_{ub} = 860$	$\epsilon_{ub} = 0,02$	$f_{ub} = 1025$	$\epsilon_{ub} = 0,02$
	$1,01 f_{ub} = 869$	0,3	$1,01 f_{ub} = 1035$	0,3
Rosca do parafuso	0	0	0	0
	$f_{yb,r} = 431$	$\epsilon_{yb} = 0,002156$	$f_{yb,r} = 431$	$\epsilon_{yb} = 0,002156$
	$f_{ub,r} = 645$	$\epsilon_{ub} = 0,02$	$f_{ub,r} = 769$	$\epsilon_{ub} = 0,02$
	$1,01 f_{ub,r} = 651$	0,3	$1,01 f_{ub,r} = 776$	0,3
Chapas ASTM A7	0	0	0	0
	$f_{ych} = 228$	$\epsilon_{ych} = 0,00114$	$f_{ych} = 228$	$\epsilon_{ych} = 0,00114$
	$f_{uch} = 428$	$\epsilon_{uch} = 0,02$	$f_{uch} = 428$	$\epsilon_{uch} = 0,02$
	$1,01 f_{uch} = 432$	0,3	$1,01 f_{ub,r} = 432$	0,3

Chesson et al. (1964) não apresentaram as curvas força-alongamento para caracterização do comportamento dos parafusos das séries B e C. Foram fornecidos apenas os valores da carga última dos ensaios nas proporções T-S avaliadas. Assim, foram utilizados os valores das cargas últimas dos ensaios com a proporção T-S igual a 1.0:0.0 (parafuso sujeito somente à tração), para definição de  $f_{ub}$ , definido como a força última dividida pela área da rosca do parafuso. O valor da tensão de escoamento do fuste,  $f_{yb}$ , foi mantido o mesmo determinado para o parafuso do lote 8B, bem como os valores de todas as deformações. A relação entre as tensões do fuste e da rosca foram mantidas.

Nesses modelos, como existem solicitações de tração pura, cisalhamento puro no fuste e combinação desses dois esforços, o plano de falha pode se dar, respectivamente, na rosca, no fuste ou em um plano inclinado que passe pelas duas regiões, conforme pode ser observado na Figura 3.13. Por isso, o corpo do parafuso é constituído de um material referente ao fuste e um material referente à rosca, modelada com 12 mm de comprimento, conforme ensaio experimental.

No primeiro passo de carga, aplicou-se a protensão inicial no parafuso de 133,5 kN. No passo de carga seguinte, foram aplicadas as forças dos experimentos de forma incremental, respeitando as proporções entre as componentes de tração e cisalhamento, uma vez que a ordem do carregamento interfere no comportamento de materiais definidos com não linearidade física.

A Figura 4.23 e a Figura 4.24 a seguir apresentam os resultados numéricos e experimentais dos parafusos das séries B e C, respectivamente, para cada proporção T-S avaliada, onde  $T$  é a força de tração aplicada,  $S$  é a força de cisalhamento aplicada e  $T_u$  é a força última do parafuso, obtida pelo ensaio de tração. A curva de interação proposta por Chesson et al. (1964) também é representada nas figuras. Os valores das forças últimas de cada ensaio e a diferença percentual entre os ensaios numéricos e experimentais encontram-se discriminadas na Tabela 4.5.

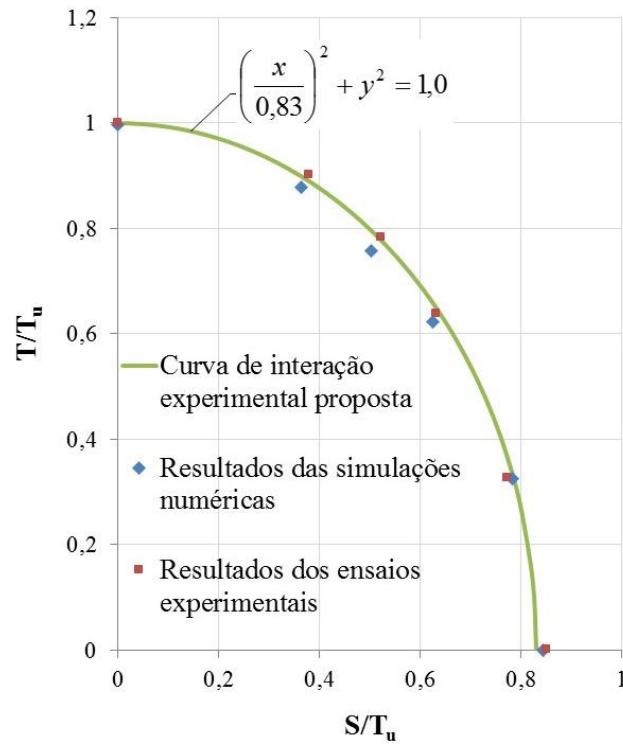


Figura 4.23 – Curva de interação para o parafuso tipo B.

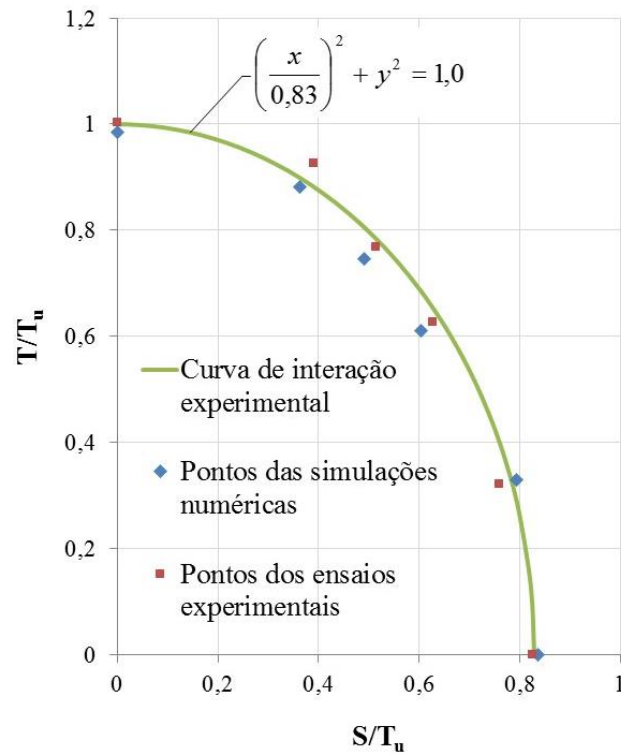


Figura 4.24 – Curva de interação para o parafuso tipo C.

Tabela 4.5 – Valores das cargas últimas dos ensaios numéricos e experimentais para cada relação T-S, parafusos das séries B e C.

Série do parafuso	Relação T-S	Carga última da simulação numérica		Quociente entre a carga última das simulações e a carga última da proporção T-S = 1.0:0.0	Carga última média do ensaio experimental		Diferença (%)
		kips	kN		kips	kN	
B	1.0:0.0	41,14	183,0	1,000	41,31	183,76	0,4
	1.0:0.42	39,26	174,6	0,954	40,46	179,98	3,1
	1.0:0.67	37,54	167,0	0,912	38,83	172,72	3,4
	1.0:1.0	36,44	162,1	0,886	37,00	164,58	1,5
	0.42:1.0	34,99	155,6	0,850	34,73	154,49	0,7
	0.0:1.0	34,89	155,2	0,848	35,24	156,76	1,0
C	1.0:0.0	48,50	215,7	1,000	49,25	219,07	1,6
	1.0:0.42	46,97	208,9	0,968	49,33	219,43	5,0
	1.0:0.67	44,04	195,9	0,908	45,40	201,95	3,1
	1.0:1.0	42,33	188,3	0,873	43,68	194,30	3,2
	0.42:1.0	42,30	188,2	0,872	40,33	179,40	4,9
	0.0:1.0	41,24	183,4	0,850	40,75	181,27	1,2

Observa-se que a curva de interação proposta para os parafusos das séries B e C é a mesma, ou seja, o tipo de parafuso interfere apenas nos valores das forças últimas dos ensaios, mas não na relação entre elas. Além disso, os resultados numéricos apresentaram boa concordância com os obtidos experimentalmente, com diferença máxima de 5%.

Para exposição e análise dos resultados, tomou-se como referência o modelo com parafuso da série B, solicitado na proporção de carregamento T-S igual a 0:1.0, que corresponde ao cisalhamento puro. A Figura 4.25 apresenta a distribuição das tensões de von Mises desse modelo.

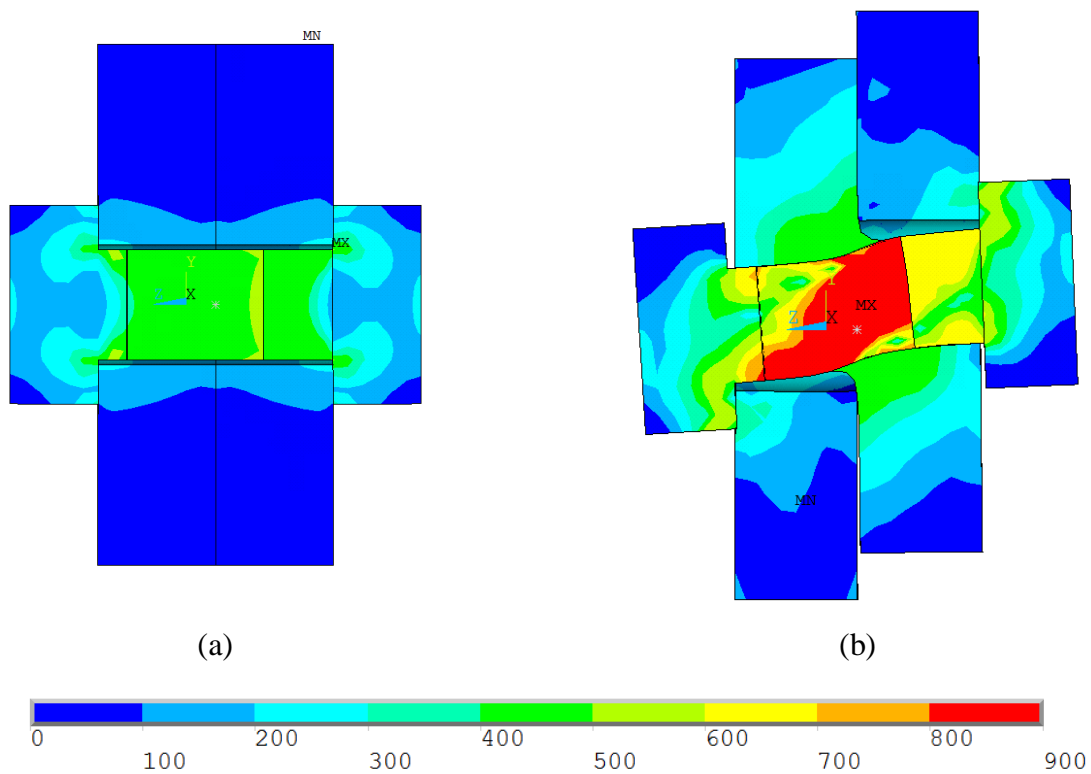


Figura 4.25 – Distribuição das tensões de von Mises para o parafuso da série B, proporção T-S igual a 0:1.0 – (a) primeiro passo de carga, protensão; (b) último passo de carga convergido [MPa].

Observa-se que o elemento *PRETS179* aplica corretamente o valor da força de protensão, uma vez que a tensão normal decorrente dessa força, dividida pela área bruta do parafuso, condiz com o valor da tensão de von Mises na sua seção transversal para o primeiro passo de carga, igual a 470 MPa.

A Figura 4.26 exibe o valor do deslocamento vertical do modelo para dois passos de carregamento consecutivos, com as respectivas forças de cisalhamento atuantes,  $S$ . Para o pequeno incremento de carregamento indicado, houve variação considerável dos valores de deslocamento na chapa 2, o que caracteriza o escorregamento. A Figura 4.27 apresenta, graficamente, valores de deslocamento vertical da chapa 2, em mm, *versus* valores do percentual da carga total aplicada ao modelo numérico, onde o valor 1 corresponde a 0% da força aplicada à chapa 2 (e 100% da força de protensão aplicada ao parafuso), e o valor 2, a 100% da força aplicada à chapa 2.

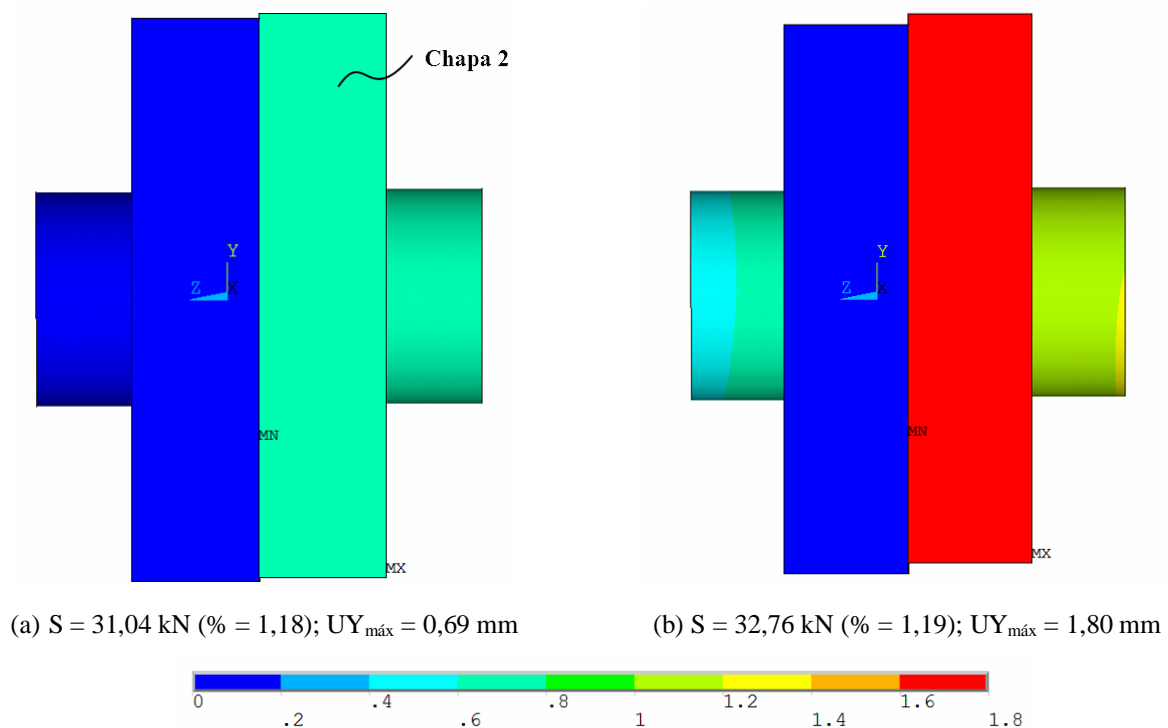


Figura 4.26 – Deslocamento vertical,  $UY$ , do modelo: (a) antes do escorregamento; (b) após o escorregamento [mm].

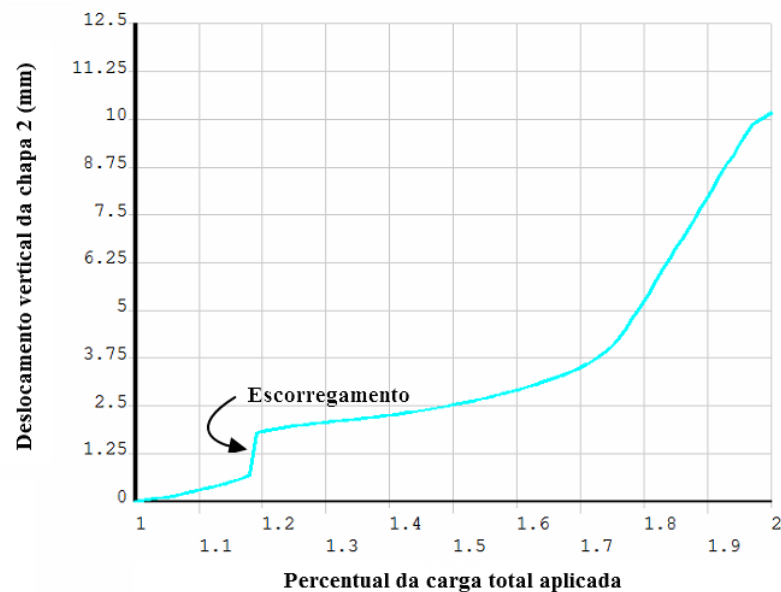


Figura 4.27 – Variação do deslocamento vertical,  $UY$ , da chapa 2 com o percentual da carga total aplicada [mm].

A perda de protensão no parafuso com o aumento da força de cisalhamento pode ser observada pela Figura 4.28. Conforme mencionado por Kulak et al. (1987), as deformações devidas ao cisalhamento, que surgem nos parafusos antes da sua falha, têm o efeito de liberar a pequena quantidade de deformação axial usada para induzir a carga de protensão durante a instalação. Para o percentual da carga total aplicada igual a 1,19, tem-se que a força de protensão atuante no parafuso é igual a 94,5 kN. Multiplicando esse valor pelo coeficiente de atrito adotado ( $\mu = 0,3$ ), obtém-se a força de atrito resistente, igual a 28,4 kN, menor do que a força de cisalhamento atuante no momento do escorregamento ( $S = 32,7$  kN).



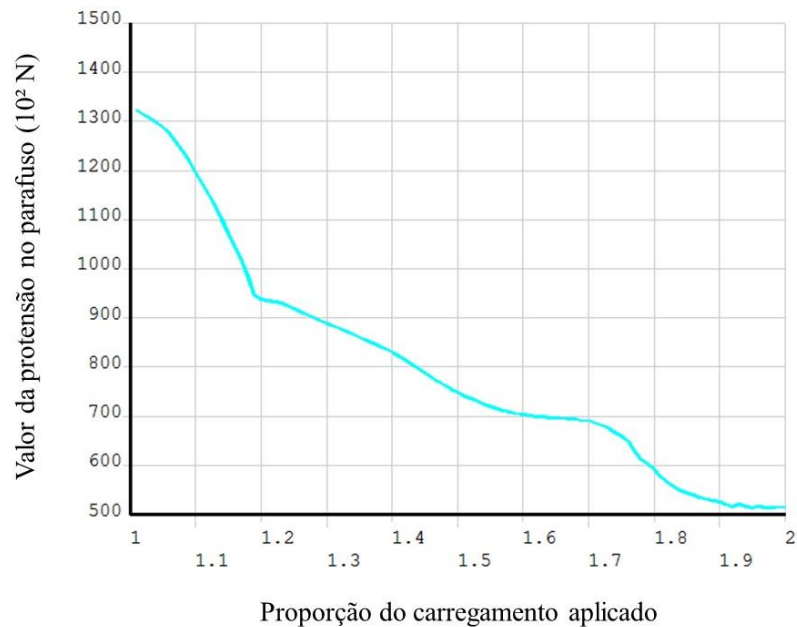


Figura 4.28 – Variação da força de protensão no parafuso com o percentual da carga total aplicada [N].

A Figura 4.29 ilustra o nível de deformação do parafuso para o último passo de carga do modelo numérico. Nota-se a semelhança entre o comportamento deste e o de parafusos sujeitos ao cisalhamento duplo, com o surgimento do plano de ruptura inclinado em relação à seção transversal.

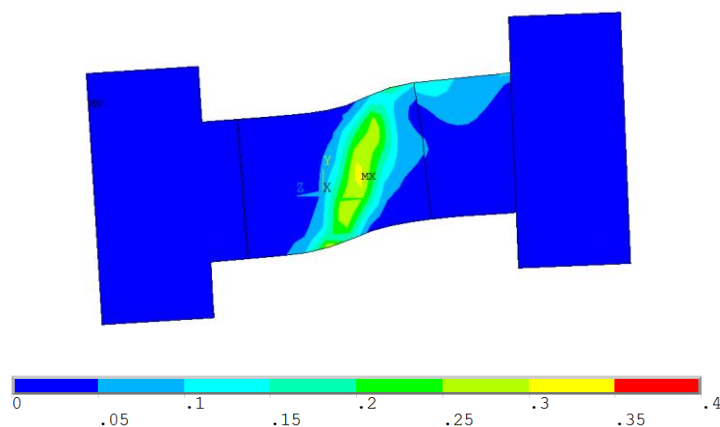


Figura 4.29 – Deformação do parafuso tipo B, proporção T-S igual a 0:1.0, último passo de carga [mm/mm].

A Figura 4.30 apresenta a pressão de contato para o primeiro passo de carga, onde é possível observar a área de influência da força de protensão na região entre as chapas. Na prática, quando se considera ligação por atrito, deve-se garantir a isenção de impurezas (óleos, graxas ou pintura) em uma determinada área ao redor do furo para que o atrito se desenvolva adequadamente nessa região onde há influência da força de protensão.

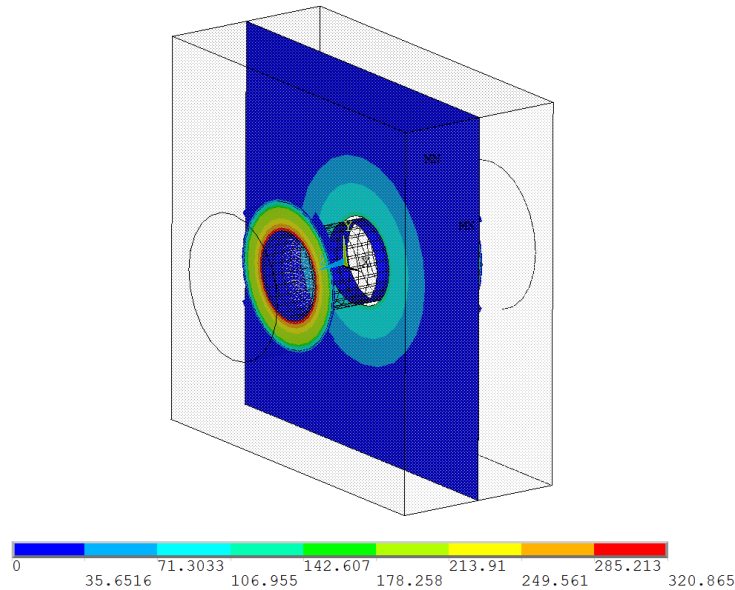


Figura 4.30 – Pressão de contato devido à protensão do parafuso [MPa].

#### 4.5 Discussão sobre a resistência dos parafusos segundo aspectos normativos atuais

Neste subitem, serão apresentadas as formulações das normas ABNT NBR8800:2008 e ANSI/AISC 360-10 para o cálculo das resistências últimas características de parafusos sujeitos à tração, ao cisalhamento e à combinação desses esforços. Tais formulações não incluem os coeficientes de segurança para que os resultados pudessem ser comparados com os resultados experimentais e numéricos dos parafusos da série B, expostos nos itens 3.4.3.2 e 4.4, respectivamente.

#### 4.5.1 Determinação da resistência última de parafusos conforme a norma ABNT NBR8800:2008

##### 4.5.1.1 Parafusos sujeitos à tração

A força de tração resistente nominal de um parafuso tracionado é dada por:

$$F_{t,Rk} = A_{be} f_{ub} \quad (4.5)$$

onde:

$A_{be}$  é a área bruta efetiva, definida como  $0,75 A_b$ ;

$f_{ub}$  é a resistência a ruptura do material do parafuso à tração;

$A_b$  é a área bruta do parafuso, baseada no seu diâmetro nominal.

##### 4.5.1.2 Parafusos sujeitos ao cisalhamento simples

A força de cisalhamento resistente nominal é definida segundo a localização do plano de corte, conforme apresentado nas equações a seguir:

$$F_{v,Rk} = 0,5 A_b f_{ub}, \text{ para o plano cisalhamento no fuste} \quad (4.6)$$

$$F_{v,Rk} = 0,4 A_b f_{ub}, \text{ para o plano cisalhamento na rosca} \quad (4.7)$$

##### 4.5.1.3 Parafusos sujeitos a esforços combinados de tração e cisalhamento

Na ocorrência da ação simultânea de esforços de tração e cisalhamento, a resistência do parafuso é dada por:

$$\left( \frac{F_t}{F_{t,Rk}} \right)^2 + \left( \frac{F_v}{F_{v,Rk}} \right)^2 \leq 1,0 \quad (4.8)$$

onde:

$F_t$  é a força de tração solicitante;

$F_v$  é a força de cisalhamento solicitante no plano de corte considerado.

Como limitação adicional, para o plano de cisalhamento no fuste, a Eq. (4.9) deve ser atendida.

$$F_t \leq f_{ub} A_b - 1,5 F_v \quad (4.9)$$

## 4.5.2 Determinação da resistência última de parafusos conforme a norma AISI/AISC 360-10

### 4.5.2.1 Parafusos sujeitos à tração

Para a determinação da resistência de parafusos conforme a norma AISI/AISC 360-10 é utilizada a mesma formulação apresentada no item 4.5.1.1.

### 4.5.2.2 Parafusos sujeitos ao cisalhamento simples

A força de cisalhamento resistente nominal é definida segundo a localização do plano de corte, conforme apresentado nas equações a seguir:

$$F_{v,Rk} = 0,563 A_b f_{ub}, \text{ para o plano cisalhamento no fuste} \quad (4.10)$$

$$F_{v,Rk} = 0,45 A_b f_{ub}, \text{ para o plano cisalhamento na rosca} \quad (4.11)$$

### 4.5.2.3 Parafusos sujeitos a esforços combinados de tração e cisalhamento

A formulação proposta pela norma AISI/AISC 360-10 adotada neste trabalho para a verificação de parafusos submetidos a esforços combinados é a mesma proposta pela ABNT NBR 8800:2008, conforme apresentado no item 4.5.1.3.

## 4.5.3 Análise comparativa dos resultados

Os valores de força última, obtidos experimentalmente, numericamente e através das prescrições normativas, para os parafusos da série B sujeitos à tração e ao cisalhamento, estão expostos na Tabela 4.6. A Figura 4.31 apresenta as curvas de interação para os parafusos da série B. Para as formulações das normas, o valor da resistência última à tração,  $f_{ub}$ , é igual ao valor adotado nos

modelos numéricos. Esse valor, igual a 860 MPa, foi obtido através da divisão da força última à tração experimental (183756 N) pela área efetiva do parafuso (213,77 mm<sup>2</sup>).

Tabela 4.6 – Valores das forças últimas para os parafusos da série B, por diferentes metodologias.

	ABNT NBR8800:2008	ANSI/AISC 360-10
$F_{t,Rk}$ [kN]	183,76	183,76
$F_{v,Rk}$ [kN]	122,50	137,94
	Experimental	Numérico
$F_{t,última}$ [kN]	183,76	183,01
$F_{v,última}$ [kN]	156,76	153,53

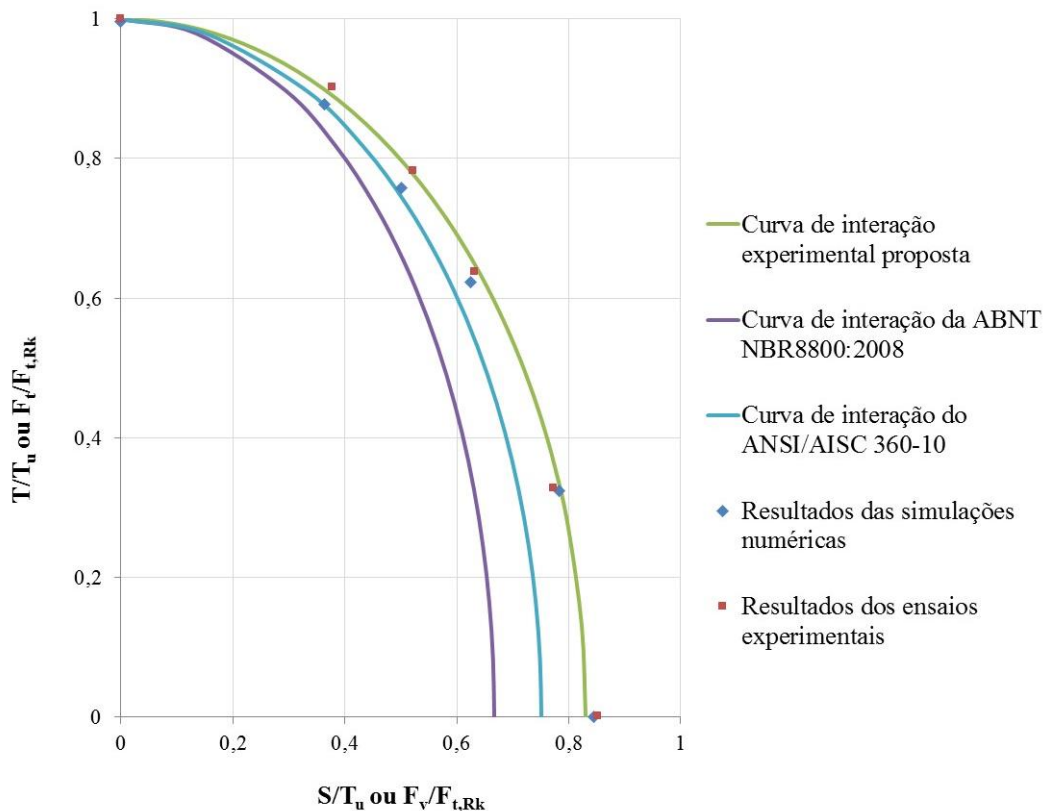


Figura 4.31 – Curva de interação para o parafuso tipo B.

Pode-se observar que os valores de força última à tração dos parafusos da série B, obtidos através dos diferentes métodos, encontram-se em plena concordância. As diferenças ocorrem nos valores de força última ao cisalhamento puro desses parafusos, em que as prescrições da ABNT NBR 8800:2008 fornecem o menor valor, seguido das prescrições do ANSI/AISC 360-10 e dos ensaios numéricos e experimentais. Tal diferença entre as prescrições normativas e os resultados

experimentais tem sido observada e ajustada, uma vez que a norma ANSI/AISC 360-10 apresentou acréscimo de resistência ao corte de 12,5% em relação à sua versão anterior, AISC (2005). Sendo a resistência ao corte inferior para as prescrições normativas, os valores resultantes das equações de interação com predominância de esforços de cisalhamento apresentam-se inferiores aos valores obtidos experimentalmente e numericamente. Para a predominância de esforços de tração, os valores não apresentam grandes diferenças.

# 5

## DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-NUMÉRICO DE MODELOS COMPLETOS

A construção dos modelos completos analisados neste trabalho foi realizada com a inserção do modelo unitário nos vazios previstos desses modelos, que variam conforme a quantidade de parafusos e suas disposições geométricas na ligação – Figura 5.1.

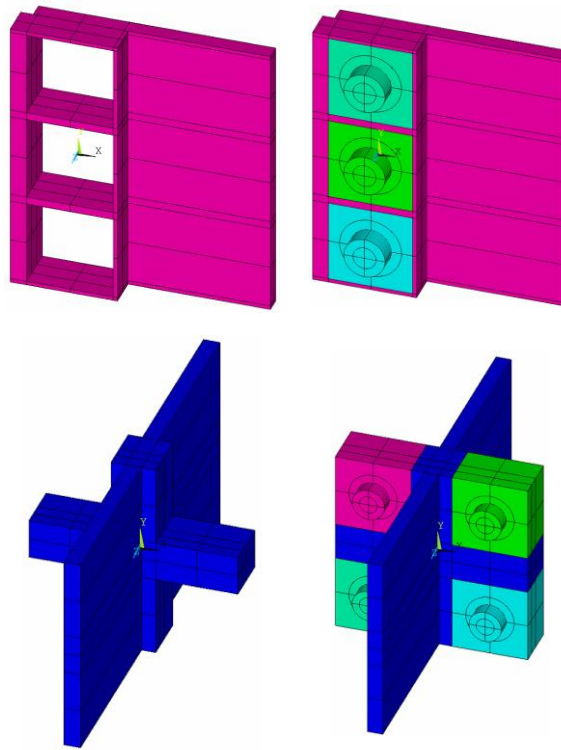


Figura 5.1 – Modelos completos com os vazios previstos, onde foram inseridos os modelos unitários.

## 5.1 Ligações excêntricas – centro instantâneo de rotação

### 5.1.1 Descrição sucinta do modelo numérico

Este trabalho analisa algumas configurações de grupos de parafusos excêntricamente carregados da Figura 3.17, extraída do manual do AISC (2005), variando os valores de excentricidade de carga,  $e_x$ , número de parafusos,  $n$ , e espaçamento entre parafusos,  $s$ . A Figura 5.2 ilustra três dos modelos completos excêntricamente carregados simulados: o primeiro contém 3 parafusos, espaçados verticalmente de 3 polegadas; o segundo, 3 parafusos espaçados de 6 polegadas; e o terceiro, cinco parafusos espaçados de 3 polegadas. Para os três casos apresentados na figura, a excentricidade da carga é igual a 6 polegadas.

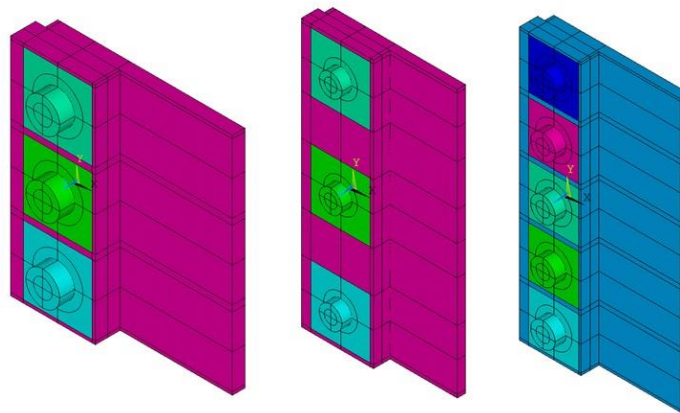


Figura 5.2 – Disposições geométricas de ligações excêntricas avaliadas.

A Figura 5.3 apresenta as condições de contorno do modelo completo com grupo de parafusos sujeitos à carga excêntrica,  $F_y$ , aplicada nos nós da área indicada na figura (chapa 2). Os nós das áreas laterais externas da chapa 1, também indicadas na figura, estão restritos nas três direções  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ .



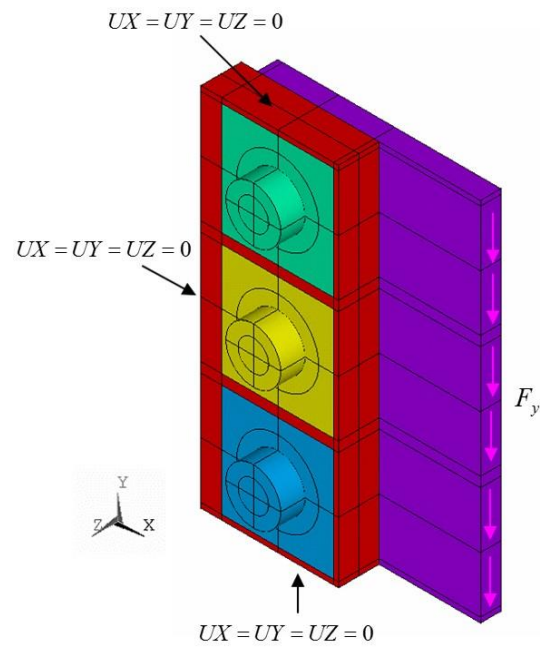


Figura 5.3 – Condições de contorno do modelo completo para grupo de parafusos sujeitos à carregamento excêntrico.

Para esse modelo completo, a malha foi definida em função da malha do modelo unitário inserido, já que os nós dos elementos precisam ser coincidentes para que a solidarização entre as partes, seja realizada corretamente através do comando *NUMMRG* – Figura 5.4.

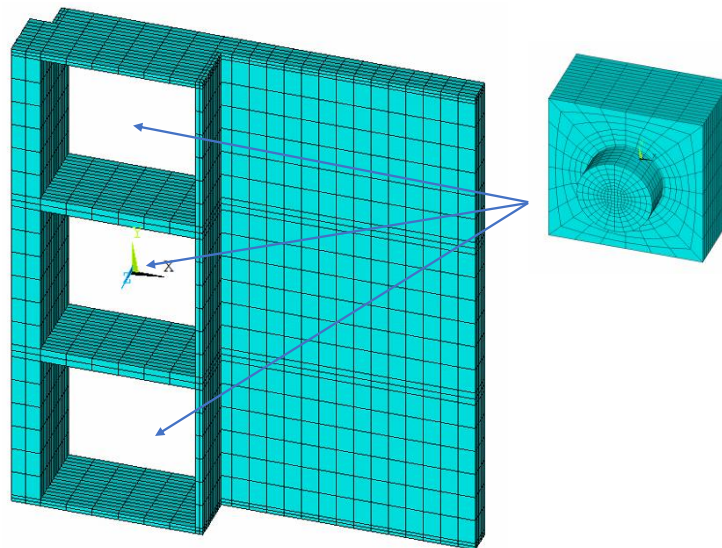


Figura 5.4 – Detalhes da malha dos modelos completos.

Nos modelos numéricos avaliados, adotou-se uma espessura de 25,4 mm para a chapa 1 e, para a chapa 2, cujo comprimento varia conforme o valor de  $e_x$ , uma espessura de 12,5 mm. O coeficiente de atrito entre as chapas foi considerado igual a 0,3. Todos os parafusos são do tipo ASTM A325, apresentam diâmetro de 3/4 de polegada, comprimento de rosca igual a 3 mm, de modo a garantir o plano de corte no fuste do parafuso, e força de protensão inicial igual a, aproximadamente, 70% da força de tração resistente nominal do parafuso. O material considerado para as chapas foi o ASTM A36. A descrição dos valores adotados para a definição das curvas trilineares desses materiais é apresentada na Tabela 5.1.

### 5.1.2 Resultados

A Tabela 5.2 apresenta a comparação entre os valores dos coeficientes “C” recomendados pelo manual da norma AISC (2005) e os determinados através das simulações numéricas para os valores de  $n$ ,  $e_x$  e  $s$  indicados. O coeficiente “C” numérico foi determinado dividindo-se a força de cisalhamento resistente da ligação completa (último passo de carga convergido) pela força de cisalhamento resistente obtida no modelo unitário.

Tabela 5.1 – Dados das curvas tensão-deformação trilineares para o modelo completo com grupo de parafusos excêntrica e carregado.

	Tensão (MPa)	Deformação (mm/mm)
Fuste do parafuso ASTM A325	0	0
	$f_{yb} = 635$	$\epsilon_{yb} = 0,003175$
	$f_{ub} = 825$	$\epsilon_{ub} = 0,02$
	$1,01 f_{ub} = 833,25$	0,3
Rosca do parafuso ASTM A325	0	0
	$f_{yb,r} = 476,25$	$\epsilon_{yb} = 0,002381$
	$f_{ub,r} = 618,75$	$\epsilon_{ub} = 0,02$
	$1,01 f_{ub,r} = 624,94$	0,3
Chapas ASTM A36	0	0
	$f_{ych} = 250$	$\epsilon_{ych} = 0,00125$
	$f_{uch} = 400$	$\epsilon_{uch} = 0,02$
	$1,01 f_{uch} = 404$	0,3

Tabela 5.2 – Variáveis das ligações excêntrica e respectivamente valores dos coeficientes “C”.

Força de cisalhamento resistente do modelo unitário = 145 kN						
Número de parafusos em uma linha vertical, $n = 3$	$s$ (pol.)	$e_x$ (pol.)	Força de cisalhamento resistente da ligação completa (kN)	Coeficientes "C" obtidos numericamente	Coeficientes "C" conforme AISC (2005)	Diferença (%)
4	201,6	1,39	1,4	0,9%		
6	140,1	0,96	0,97	0,6%		
8	105,1	0,72	0,73	0,9%		
10	84,5	0,58	0,59	1,4%		
6	4	325,3	2,21	2,23	1,0%	
	6	254,9	1,73	1,75	1,1%	
	8	204,6	1,39	1,4	0,8%	
	10	166,9	1,13	1,15	1,5%	
Número de parafusos em uma linha vertical, $n = 5$	3	6	370,6	2,55	2,59	1,4%
		10	235,4	1,62	1,66	2,3%

Pode-se observar boa concordância entre os resultados numéricos e os valores recomendados pelo AISC (2005). Outras espessuras de chapas não foram avaliadas, uma vez que os coeficientes “C” obtidos numericamente foram calculados com base na resistência última do parafuso, ou seja, considerando que os estados limites últimos aplicáveis às chapas tenham sido atendidos.

Para exposição e análise dos resultados, tomou-se como referência o modelo com  $n$  igual a 3,  $s$  igual a 3 polegadas e  $e_x$  igual a 6 polegadas. A Figura 5.5 apresenta a distribuição das pressões de contato devido à protensão inicial dos parafusos. A Figura 5.6 apresenta as distribuições das tensões de von Mises para o último passo de carga convergido.

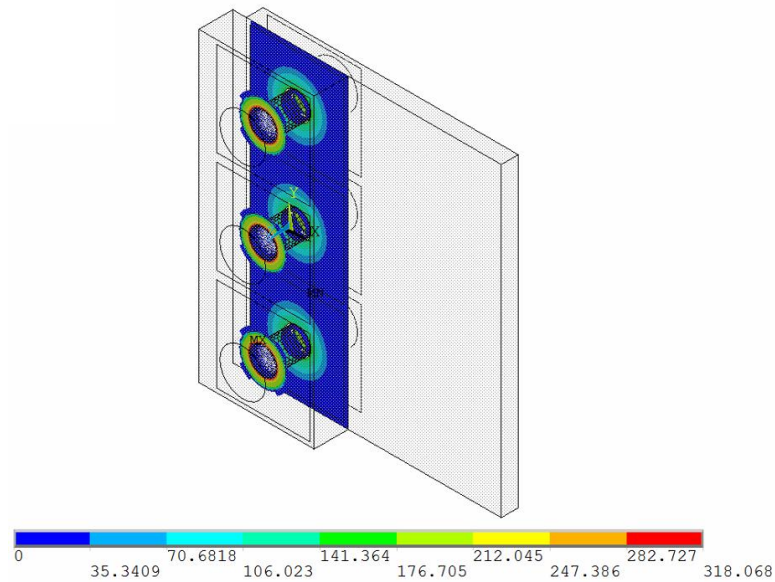


Figura 5.5 – Pressão de contato devido à protensão do parafuso [MPa].

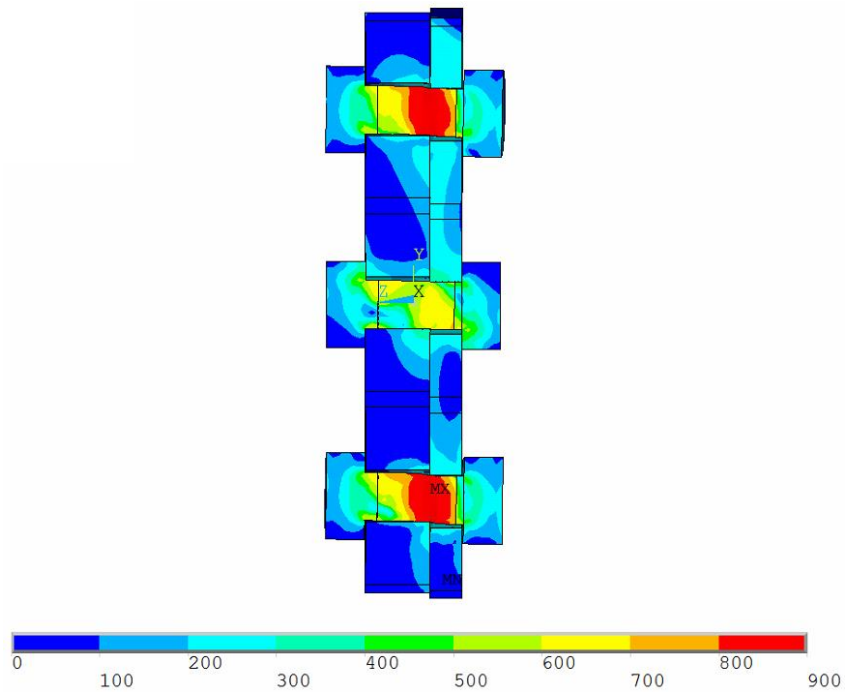


Figura 5.6 – Tensões de von Mises no último passo de carga convergido [MPa].

Em ligações com grupo de parafusos excêntrica carregado, os parafusos das extremidades são os mais solicitados. Tal comportamento pode ser observado na Figura 5.6, em que há falha dos parafusos externos, enquanto o parafuso interno não desenvolveu toda a sua resistência.

A Figura 5.7 apresenta os deslocamentos verticais do modelo para dois passos de carga consecutivos, onde é possível identificar o escorregamento entre as chapas, que ocorreu para uma força de cisalhamento igual a 38,17 kN.

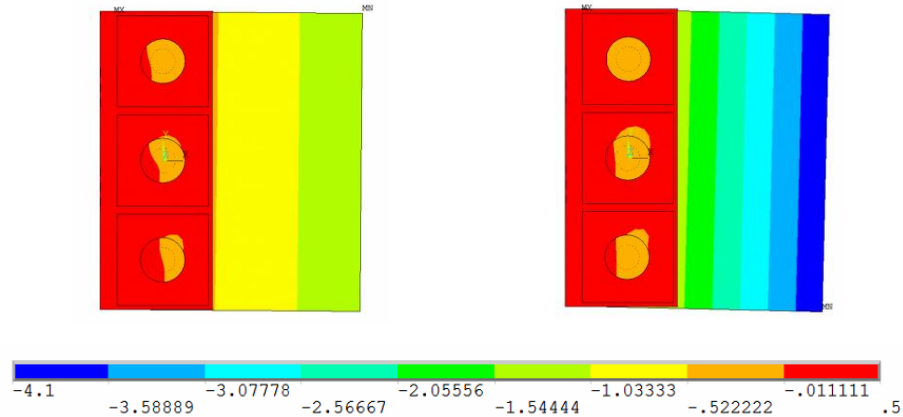


Figura 5.7 – Deslocamentos verticais,  $UY$ , para dois passos de carga consecutivos – escorregamento entre as chapas.

Foi possível identificar a diminuição da força de protensão nos parafusos com o aumento da força de cisalhamento atuante (aumento das deformações). O gráfico à esquerda da Figura 5.8 apresenta a perda de protensão para os parafusos externos, mais acentuada em relação à perda de protensão para o parafuso interno por estarem sujeitos a forças maiores de cisalhamento.

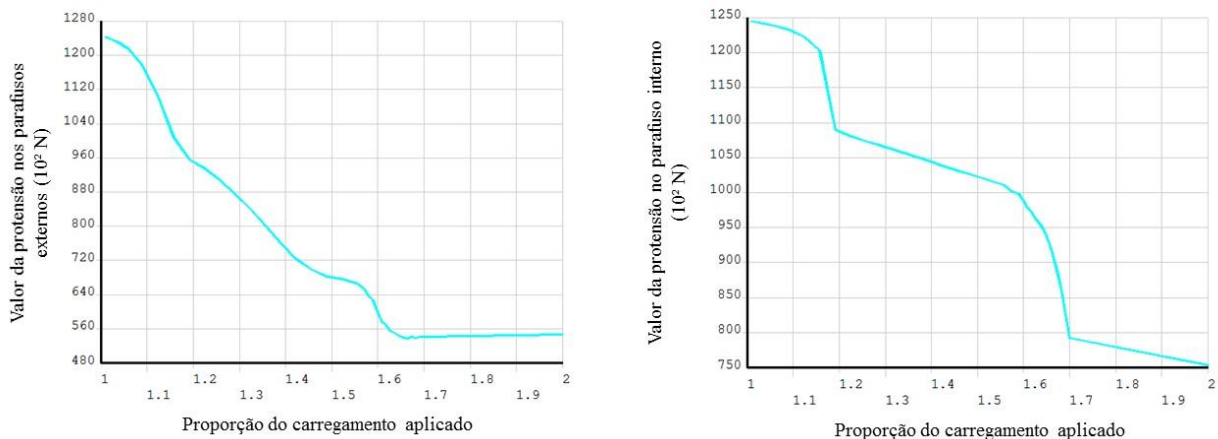


Figura 5.8 – Evolução da força de protensão ao longo do carregamento para os parafusos das extremidades e para o parafuso interno da ligação [10<sup>2</sup> N].

Os vetores de deslocamento para o último passo de carga convergido podem ser observados na Figura 5.9, e evidenciam o movimento de rotação da chapa, ocasionado pela excentricidade do carregamento aplicado.

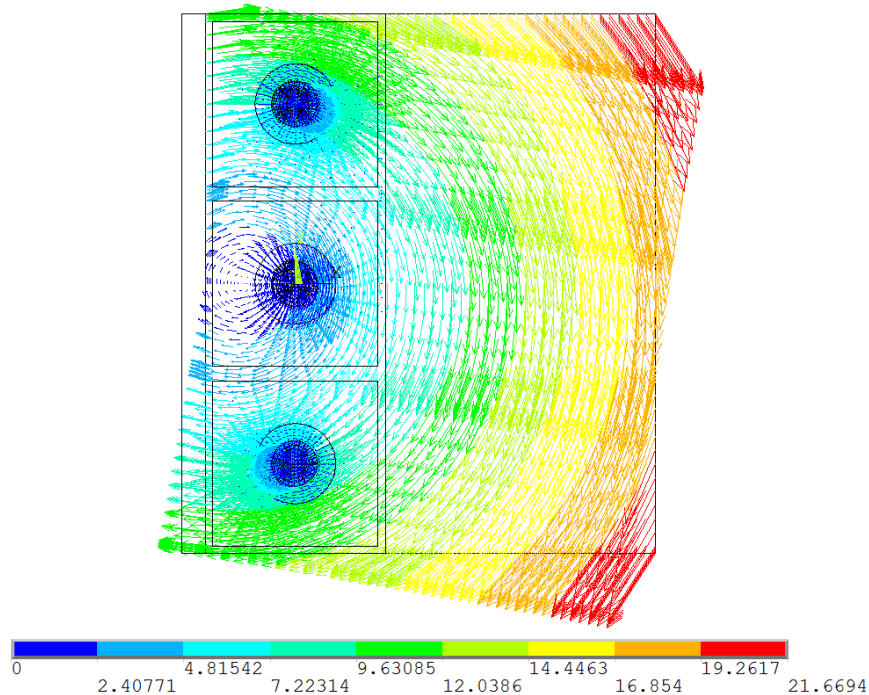


Figura 5.9 – Vetores de deslocamento obtidos para o último passo de carregamento [mm].

## 5.2 Ligação entre dois perfis tipo T – efeito de alavanca

### 5.2.1 Descrição sucinta do modelo numérico

Para avaliação do comportamento da ligação duplo T tracionada, foram considerados parafusos com diâmetro de 3/4 de polegada do tipo ASTM A325 e perfis tipo T em aço ASTM A572 Gr50. Como os parafusos dessa ligação encontram-se essencialmente tracionados, optou-se por modelar todo o corpo do parafuso com o material definido para sua rosca (os valores dos pares tensão-deformação são os mesmos apresentados na Tabela 5.1). Para as variáveis da Figura 3.18, foram adotados os seguintes valores: distância transversal entre furos,  $g$ , igual a 120 mm; distância do centro do furo à borda,  $a$ , igual a 40 mm; distância longitudinal, entre linhas de furos, igual a 120 mm. Os valores das demais variáveis encontram-se na Tabela 5.3, juntamente com as espessuras do flange e da alma dos perfis T para os cinco casos avaliados.

Tabela 5.3 – Variáveis geométricas das ligações entre dois perfis tipo T.

	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Modelo 4	Modelo 5
Espessura do flange, $t_f$ (mm)	12,50	16,00	19,00	25,00	37,50
Espessura da alma, $t_w$ (mm)	12,50	16,00	16,00	16,00	25,00
$b'$ (mm)	44,23	42,48	42,48	42,48	37,98
$b$ (mm)	53,75	52,00	52,00	52,00	47,50
$a'$ (mm)	49,53	49,53	49,53	49,53	49,53

O modelo completo duplo T, conforme ilustra a Figura 5.10, apresenta restrição às três translações aplicada aos nós da face extrema da alma de um dos perfis tipo T. A face extrema da alma do outro perfil T está sujeita às forças externas de tração,  $F_z$ .

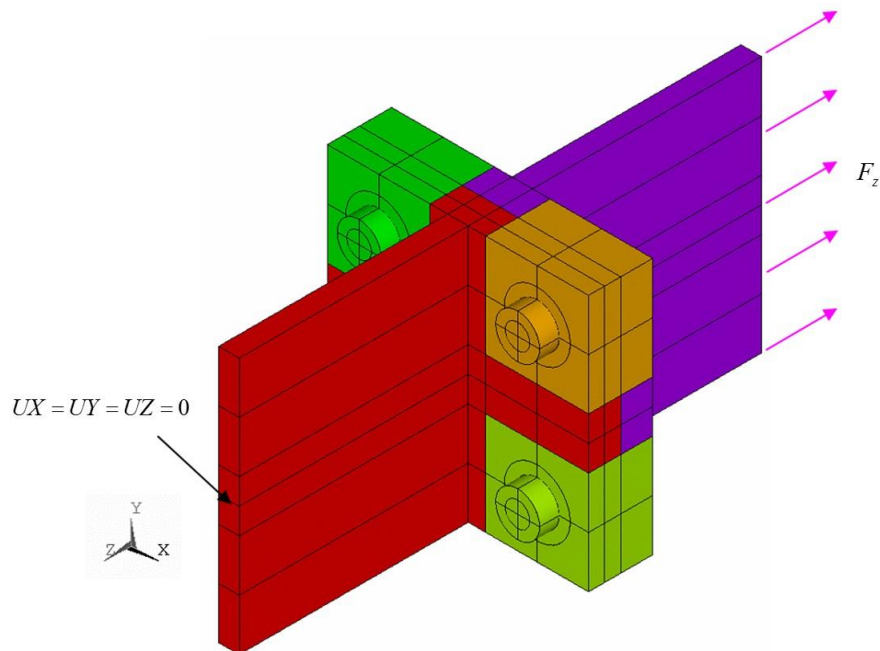


Figura 5.10 – Condições de contorno do modelo completo duplo T.

Novamente, a malha foi definida em função da malha do modelo unitário inserido – Figura 5.11.

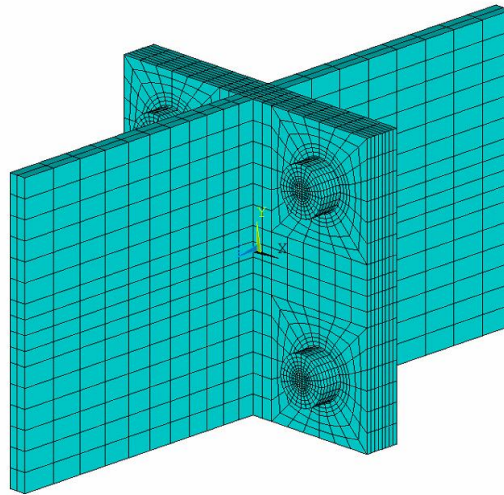


Figura 5.11 – Detalhes da malha dos modelo completo.

### 5.2.2 Resultados

Diante da definição completa da geometria, é possível calcular a espessura do flange requerida,  $t_c$ , para desenvolver a força de tração resistente do parafuso,  $B$ , sem o efeito de alavanca – Tabela 5.4. Como estão sendo avaliadas espessuras abaixo e acima desse valor, a tabela apresenta também a força resistente de cada uma dessas ligações,  $T_{avail}$ , considerando o efeito de alavanca, caso ele ocorra. A força de tração adicional no parafuso calculada por meio da norma americana e obtida através do modelo numérico estão definidas pelas variáveis  $q_{norma}$  e  $q_{numérico}$ , respectivamente.

Tabela 5.4 – Valores dos parâmetros relacionados aos modelos duplo T.

	$t_f = 12,5 \text{ mm}$	$t_f = 16,0 \text{ mm}$	$t_f = 19,0 \text{ mm}$	$t_f = 25,0 \text{ mm}$	$t_f = 37,5 \text{ mm}$
$t_c \text{ (mm)}$	27,74	27,19	27,19	27,19	25,71
$\alpha'$	2,613	1,280	0,710	0,124	-0,378
$B \text{ (N)}$	176358	176358	176358	176358	176358
$Q$	0,364	0,621	0,764	0,929	1
$T_{avail} \text{ (N)}$	256905	438256	538822	655156	705432
$T_{última,numérica} \text{ (N)}$	280000	454000	510000	646000	702000
$T_{última,numérica} / T_{avail}$	1,090	1,036	0,947	0,986	0,995
$q_{norma} \text{ (N)}$	30533	44953	35473	10606	0
$q_{numérico} \text{ (N)}$	74610	61220	47277	13023	0
$E_{médio, parafuso}$	0,0094	0,083	0,090	0,050	0,020

Para a espessura do flange igual a 12,5 mm, o último passo de carga considerado do modelo numérico se deu para uma carga igual a 280 kN, com aparecimento de tensões iguais a ruptura do



material das chapas, no encontro da alma com o flange, que indicam a falha da ligação. Nota-se também a presença de extensas regiões com tensões acima da tensão de escoamento do aço na linha de parafusos. A Figura 5.12 apresenta as tensões de von Mises para a força em questão, onde é possível observar a flexão acentuada das chapas (efeito de alavanca).

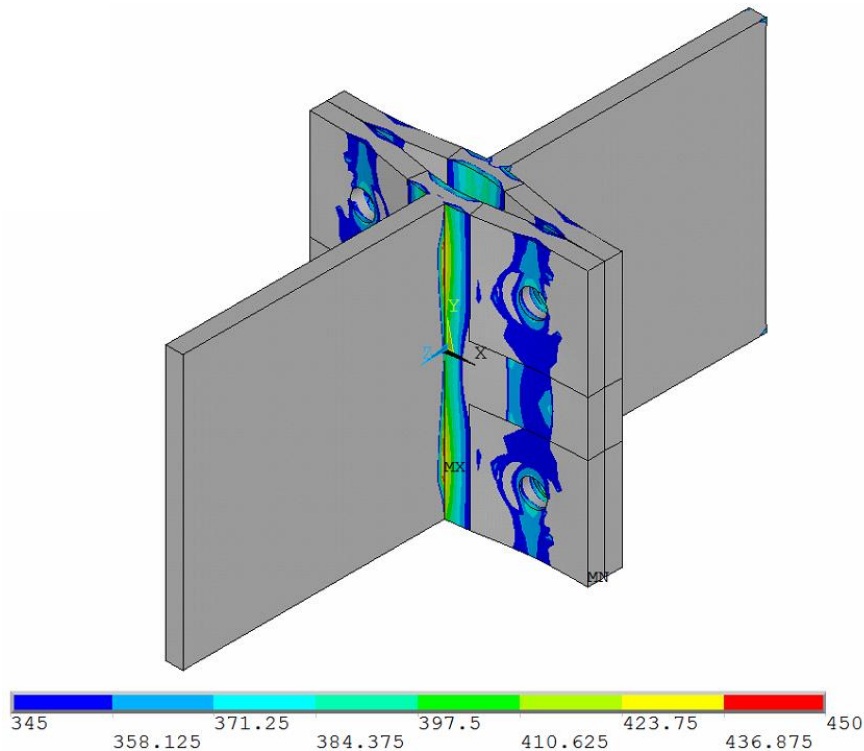


Figura 5.12 – Distribuição das tensões de von Mises para perfis T com  $t_f$  igual a 12,5 mm e carga de tração igual a 280 kN [MPa].

A Figura 5.13 e a Figura 5.14 apresentam, respectivamente, as tensões e as deformações equivalentes de von Mises nos parafusos, para o último passo de carga considerado. A força de tração solicitante em cada parafuso, obtida pela integral dessas tensões na área do fuste, é igual a 144,6 kN, inferior à força resistente de tração do parafuso, B, igual a 176,4 kN. Tal comportamento evidencia a falha da ligação nos flanges dos perfis T, conforme previsto pela norma AISC (2005).

Nota-se, pela distribuição de tensões da Figura 5.13, a flexão do corpo dos parafusos em função do efeito de alavanca nas chapas. A estimativa para o valor da força adicional,  $q$ , em cada parafuso, devido a esse efeito, apresentou discrepâncias em relação ao valor obtido numericamente. Os motivos para tais discrepâncias devem ser investigados em trabalhos futuros, uma vez que a resistência última da ligação obtida numericamente ( $T_{última,numérica}$ ) apresentou boa concordância

com os valores indicados pela norma ( $T_{avail}$ ). O mesmo comportamento foi observado para os perfis T com flanges de espessuras iguais a 16,0 mm e 19,0 mm.

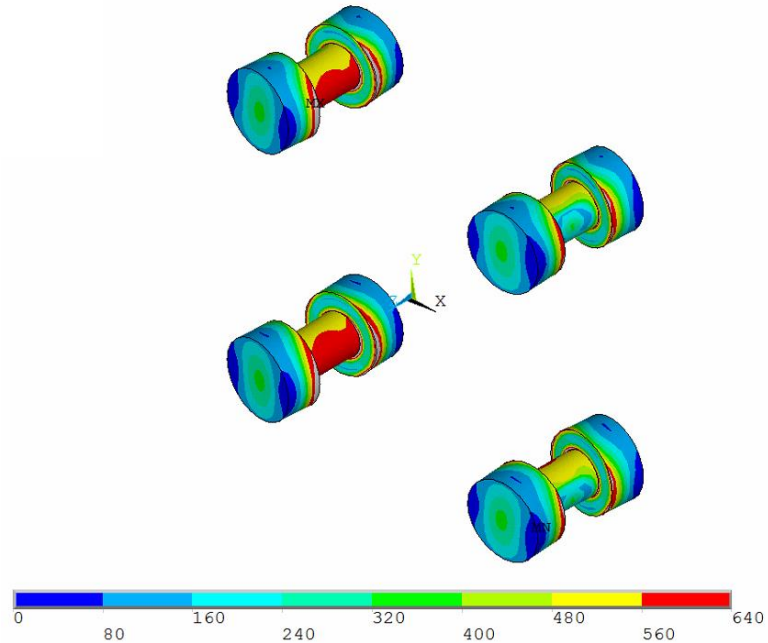


Figura 5.13 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos, para  $t_f$  igual a 12,5 mm e carga de tração igual a 280 kN [MPa].

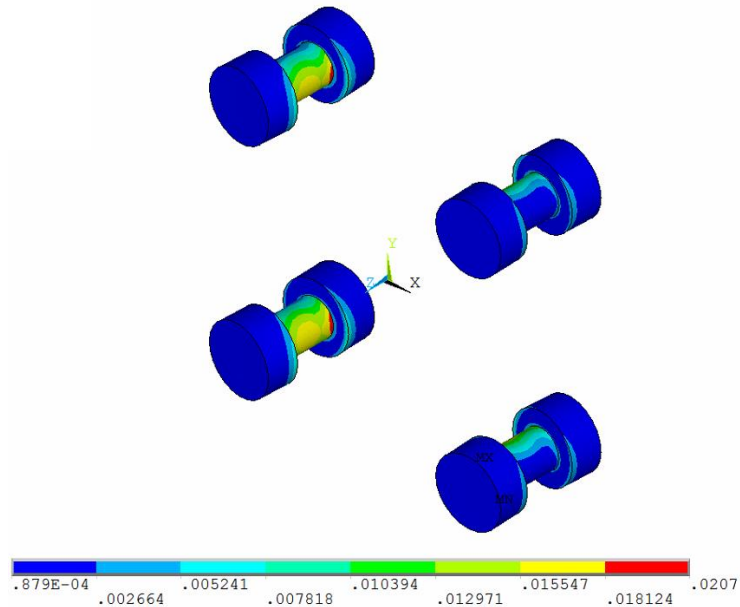


Figura 5.14 – Deformações equivalentes de von Mises nos parafusos, para  $t_f$  igual a 12,5 mm e carga de tração igual a 280 kN [mm/mm].

Para a espessura do flange igual a 25,0 mm, o último passo de carga considerado do modelo numérico se deu para uma carga  $T_{última,numérica}$  igual a 646 kN, muito próxima do valor indicado pelo AISC (2005). As forças adicionais nos parafusos devido ao efeito de alavanca os levaram à ruptura por tração para uma carga solicitante na ligação inferior a quatro vezes a resistência à tração de um parafuso,  $B$ .

A Figura 5.15 apresenta as tensões de von Mises para os perfis T com  $t_f$  igual a 25,0 mm, onde é possível observar uma zona de intensa plastificação junto à alma. Assim como no modelo analisado anteriormente, há o surgimento de tensões iguais a ruptura do material dos perfis no encontro da alma com o flange.

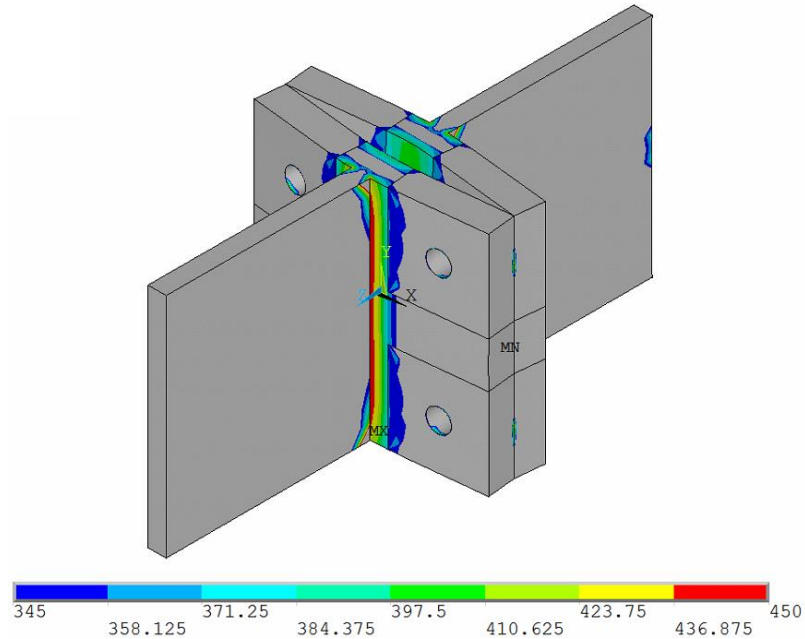


Figura 5.15 – Distribuição das tensões de von Mises para perfis T com  $t_f$  igual a 25,0 mm e carga de tração igual a 646 kN [MPa].

A Figura 5.16 e a Figura 5.17 apresentam, respectivamente, as tensões e as deformações equivalentes de von Mises nos parafusos, para o último passo de carga considerado. A força de tração solicitante em cada parafuso, obtida pela integral dessas tensões na área do fuste, é praticamente igual a força resistente de tração do parafuso,  $B$ . Com isso, o colapso da ligação ocorre com a falha simultânea das chapas e dos parafusos.

Ao contrário do que foi observado no modelo anterior, não há flexão pronunciada no corpo do parafuso devido à maior espessura dos flanges. A diferença entre os valores de força adicional,  $q$ , obtidos numericamente e através de norma foi menor para este caso. A resistência última da ligação do modelo numérico,  $T_{última,numérica}$  apresentou valor 1,4% inferior em relação ao indicado pela norma,  $T_{avail}$ .

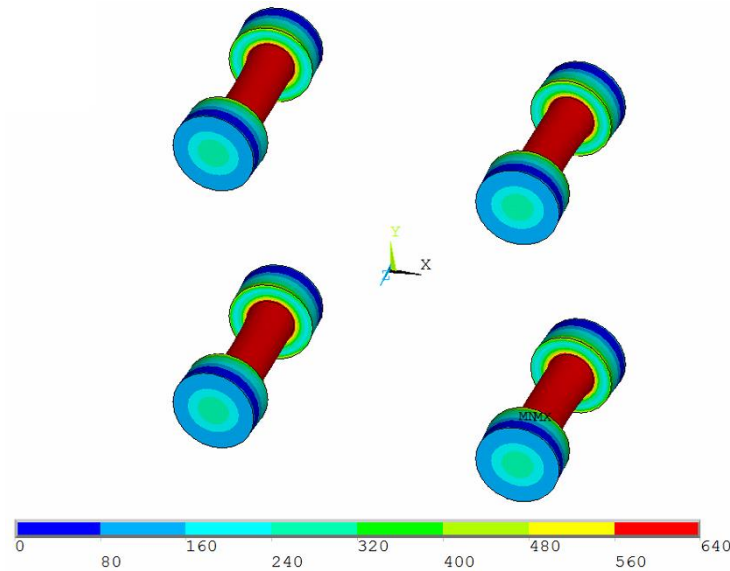


Figura 5.16 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos, para  $t_f$  igual a 25,0 mm e carga de tração igual a 646 kN [MPa].

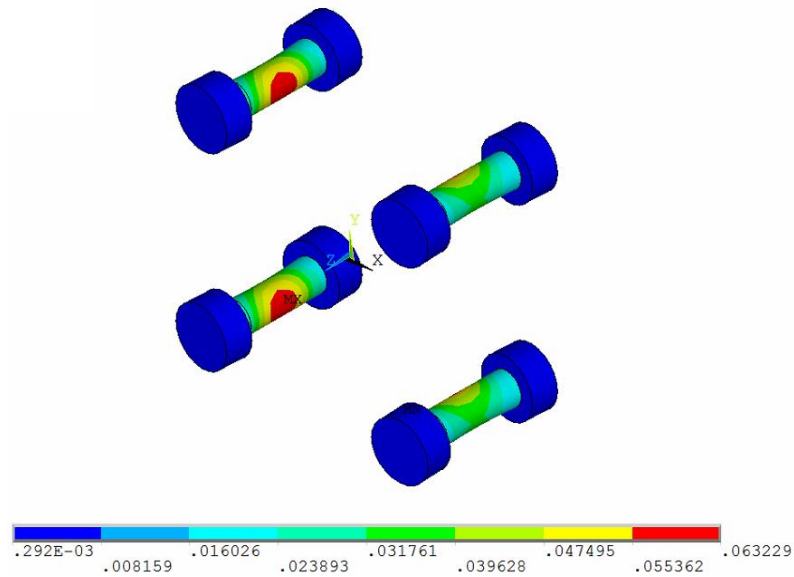


Figura 5.17 – Deformações equivalentes de von Mises nos parafusos, para  $t_f$  igual a 25,0 mm e carga de tração igual a 646 kN [mm/mm].

Para a espessura do flange igual a 37,5 mm, o último passo de carga convergido do modelo numérico se deu para uma carga  $T_{última,numérica}$  igual a 702 kN, que equivale a força de tração última do conjunto de parafusos. A rigidez elevada dos flanges dos perfis T evita o surgimento do efeito de alavanca, conforme previsto pela norma AISC (2005), desenvolvendo toda a força de tração resistente dos parafusos. A Figura 5.18 exibe o diagrama de tensões de von Mises para a carga última da ligação, indicando a presença de poucos pontos com tensão acima do limite de escoamento.

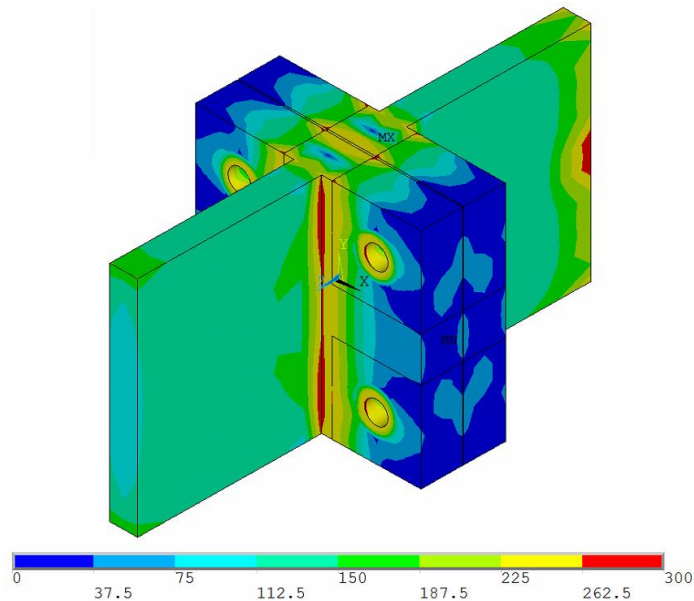


Figura 5.18 – Distribuição das tensões de von Mises nas chapas, para  $t_f$  igual a 37,5 mm e carga de tração igual a 702 kN [MPa].

A Figura 5.19 e a Figura 5.20 apresentam, respectivamente, as tensões e as deformações equivalentes de von Mises nos parafusos, para o último passo de carga convergido. Os resultados para ambas as metodologias avaliadas não apresentaram diferença quanto à resistência última da ligação.

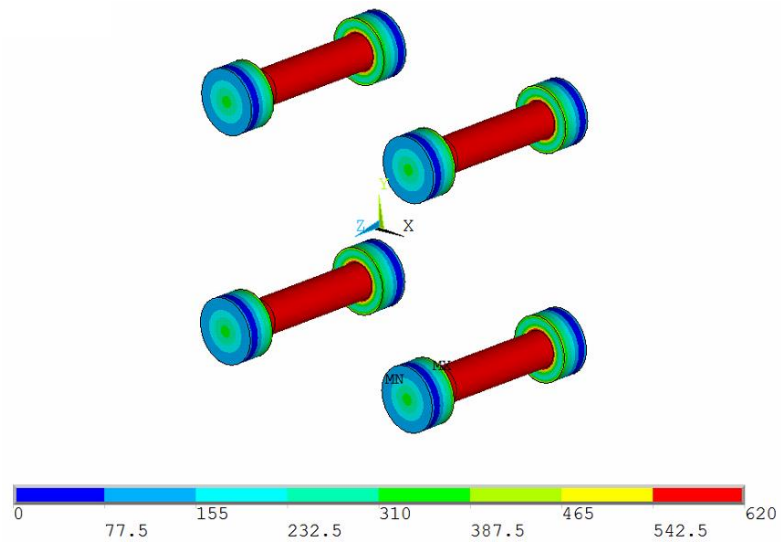


Figura 5.19 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos, para  $t_f$  igual a 37,5 mm e carga de tração igual a 702 kN [MPa].

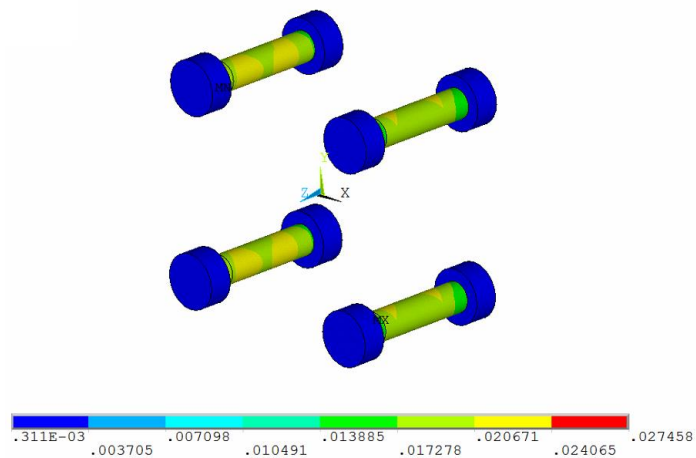


Figura 5.20 – Deformação equivalente de von Mises nos parafusos para  $t_f$  igual a 37,5 mm e carga de tração igual a 702 kN [mm/mm].

# 6

## CONCLUSÃO

Nesse trabalho, foi desenvolvida uma metodologia numérica utilizando o programa ANSYS® para avaliar o comportamento de um parafuso isolado submetido a esforços de tração, cisalhamento e a combinação desses esforços. Esse modelo unitário foi inserido, posteriormente, em dois tipos de ligações completas, cujos resultados foram comparados com previsões normativas. O modelo numérico unitário desenvolvido considera: contato entre as chapas e a porca, a cabeça e o corpo do parafuso; contato entre as chapas, bem como atrito entre elas; força de protensão no parafuso.

O comportamento do parafuso isolado foi avaliado com base nos experimentos de referência abordados. Para os parafusos sujeitos à tração, duas curvas tensão-deformação para o material do parafuso foram avaliadas: uma multilinear e outra trilinear. Os resultados numéricos obtidos com a curva multilinear coincidiram exatamente com os resultados fornecidos pelos testes de laboratório. Adotando a curva trilinear proposta, a fase elástica e a carga última do parafuso ficaram bem definidas, porém, na fase de encruamento, há diferenças significativas entre os resultados, caracterizando uma perda de rigidez no comportamento do parafuso. Essa perda não tem grande importância quando se trata de projeto de ligações metálicas, uma vez que os calculistas, normalmente, buscam analisar os deslocamentos da estrutura na fase elástica e determinar a resistência última da ligação. Caso a análise tenha como objetivo avaliar os deslocamentos na fase inelástica, o mais adequado é adotar uma curva multilinear para o material tensão-deformação dos parafusos.

Os resultados numéricos dos parafusos sujeitos ao cisalhamento duplo também apresentaram boa concordância com os resultados experimentais. Conforme indicado na bibliografia, foi identificada a presença de planos inclinados de falha nos parafusos, decorrentes da sua flexão. A folga existente entre os furos das chapas e o corpo do parafuso permite essa flexão, acentuada pela plastificação localizada da chapa na região das bordas dos furos que entram em contato com o corpo do parafuso.

Para parafusos sujeitos à combinação de esforços de tração e cisalhamento, foram avaliadas duas séries de parafusos, com diversas proporções de carregamento T-S. Para ambos os casos, as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais para todas as proporções avaliadas não ultrapassaram 5% para o valor da carga última resistente. Uma vez que os ensaios numéricos foram realizados considerando as forças de protensão inicial no parafuso e coeficiente de atrito entre as chapas, foi possível identificar o instante do escorregamento entre elas. Os valores de resistência última característica dos parafusos, determinados nas pesquisas experimentais e obtidos através das simulações numéricas, foram comparados com os valores indicados pelas normas de referência ABNT NBR8800:2008 e AISI/AISC 360-10. Para a proporção T-S igual a 1.0:0.0 (parafuso tracionado), todos os valores se mostraram muito próximos. Para a proporção T-S igual a 0.0:1.0 (cisalhamento puro), a norma brasileira ABNT NBR8800:2008 apresentou valores 12,5% inferiores aos da norma AISI/AISC 360-10, que por sua vez, apresentou valores inferiores aos determinados numericamente e experimentalmente (cerca de 14%). Isso acarretou nas diferenças apresentadas entre as curvas de interação dos parafusos, principalmente para esforços combinados com predominância de forças de cisalhamento.

Os modelos numéricos unitários foram inseridos nos dois tipos de modelos de ligação completa avaliados no trabalho: ligação com grupo de parafusos excentricamente carregado e ligação entre dois perfis tipo T.

Nas ligações com grupo de parafusos excentricamente carregado, foi possível determinar, com boa concordância com os valores sugeridos pelo AISC (2005), os coeficientes “C” para diferentes geometrias da ligação. A diferença máxima encontrada entre os resultados foi de 2,3%. Somente a espessura de 12,5 mm foi avaliada para a chapa sujeita ao carregamento excêntrico, uma vez que os coeficientes “C” não dependem da espessura das chapas, desde que os estados limites últimos aplicáveis a elas sejam atendidos.



Nos modelos numéricos com ligação duplo T, observaram-se os diferentes modos de falha desse tipo de ligação em função das diferentes espessuras de flange avaliadas. Para a espessura do flange igual a 12,5 mm, a falha foi caracterizada pela ruptura da chapa devido à flexão. Nesse modelo, constatou-se também a presença de flexão no corpo dos parafusos, que apresentaram elevados valores de tração adicional,  $q$ , devido ao efeito de alavanca. O mesmo comportamento foi observado para os flanges com espessuras de 16,0 mm e 19,0 mm. Para a espessura do flange igual a 25,0 mm, observou-se que a força adicional nos parafusos devido ao efeito de alavanca foi pequena, e que a falha se deu de maneira simultânea nos flanges (no encontro com a alma) e nos parafusos. Para a chapa de 37,5 mm não se observou o efeito de alavanca, ocorrendo ruptura dos parafusos pela atuação direta dos esforços solicitantes na alma do perfil T. Para todos os casos analisados, a resistência última da ligação determinada numericamente diferiu em até 14% em relação à resistência última da ligação,  $T_{avail}$ , determinada pelo AISC (2005). Mesmo com esses bons resultados em relação à resistência última da ligação, as forças adicionais de tração nos parafusos devido ao efeito de alavanca obtidos numericamente foram muito superiores quando comparadas com as forças estimadas, baseadas nos critérios do AISC (2005), fato esse que deve ser melhor avaliado em trabalhos de pesquisa futuros.

Diante de todas as análises desenvolvidas no trabalho, pode-se concluir que a metodologia empregada no modelo unitário é capaz de simular bem o comportamento de um parafuso isolado submetido à tração, ao cisalhamento e à combinação desses esforços. A modelagem de todos os elementos da ligação como elementos sólidos e a consideração da folga entre os furos das chapas e o corpo do parafuso permitiram captar, com boa proximidade do real, o comportamento e a resistência última do parafuso quando solicitado aos esforços mencionados.

Esse modelo unitário também se mostrou consistente quando inserido nos modelos de ligações completas analisadas, principalmente na determinação de suas resistências últimas. Além disso, esses modelos conseguiram captar adequadamente alguns fenômenos presentes em ligações, como escorregamento entre as chapas, perda da protensão nos parafusos, efeito de alavanca, e plastificações localizadas dos elementos.

Vale ressaltar, no entanto, que os resultados dos modelos numéricos de ligações completas foram confrontados somente com a metodologia de cálculo da norma americana AISC (2005), recomendando-se, portanto, que outros tipos de ligação completa, empregando o modelo unitário

desenvolvido, sejam objeto de estudo de outros trabalhos, e que, inclusive, sejam comparadas com outras bibliografias disponíveis.

## **6.1 Sugestões para trabalhos futuros**

Apontam-se os seguintes temas como sugestões para trabalhos futuros, dando continuidade à pesquisa já realizada:

- a) Avaliação do comportamento de outros tipos de ligação completa, a partir do modelo numérico unitário desenvolvido;
- b) Adaptação do modelo numérico unitário para avaliação de parafusos em situação de incêndio, possibilitando, assim, a avaliação do comportamento de ligações completas sob essas condições;
- c) Aperfeiçoamento do modelo numérico unitário para avaliação de parafusos solicitados com cargas cíclicas, possibilitando, assim, a avaliação do comportamento de ligações completas solicitadas a esse tipo de carregamento.

# 7

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS-17.0. *Release 1.0 Documentation for Ansys*. Canonsburg, United States, 2016.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION (AISC), “Steel Construction Manual” 8th Edition, American Institute of Steel Construction, Chicago, IL, 1980.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION (AISC), “Steel Construction Manual” 13th Edition, American Institute of Steel Construction, Chicago, IL, 2005.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION (AISC), ANSI/AISC 360-05, “Specification for Structural Steel Buildings”, American Institute of Steel Construction, Chicago, IL, 2005.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION (AISC), ANSI/AISC 360-10, “Specification for Structural Steel Buildings”, American Institute of Steel Construction, Chicago, IL, 2010.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM), “High-Strength Bolts for Structural and Steel Joints”, ASTM Designation A325M-84a, Philadelphia, 1985.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT), ABNT NBR 8800:2008, “Projeto de estrutura de aço e de estrutura mista de aço e concreto de edifícios”, Rio de Janeiro, 2008.

ASTANEH, A. “Procedure for design and analysis of hanger-type connections”, Engineering Journal, American Institute of Steel Construction, v.22, n.2, 2nd Quarter, p.63-66, 1985.

ASTANEH A.; CALL S. M.; e MCMULLIN K. M. “Design of Single Plate Shear Connections”, Engineering Journal, American Institute of Steel Construction, First Quarter, 1989.

BENDIGO, R. A. e RUMPF, J. L. “Calibration and Installation of High Strength Bolts”, Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 271.7, September 1959.

BENDIGO, R. A. e RUMPF, J. L. “Static Tension Tests of Long Bolted Joints”, Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 271.8, February 1960.

BRITISH STANDARDS INSTITUTE (BSI), BS 3139-1:1959, “Specification for High Strength Friction Grip Bolts for Structural Engineering. General Grade Bolts”, 1959.

BRITISH STANDARDS INSTITUTE (BSI), BS 3294-1:1960, "Specification for the Use of High Strength Friction Grip Bolts in Structural Steelwork. General Grade Bolts", 1960.

CHESSON, E.; FAUSTINO, N. L.; e MUNSE, W. H. "Static Strength of High Strength Bolts Under Combined Shear and Tension", University of Illinois, March 1964.

CHEN, W. F. e HAN, D. J. *Plasticity for Structural Engineers*. 606 p., 2008.

CHRISTOPHER, R. J.; e FISHER, J. W. "Calibration of Alloy Steel Bolts", Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 288.19, July 1963.

CRAWFORD, S. F. e KULAK, G. L. "Behavior of Eccentrically Loaded Bolted Connections", Studies in Structural Engineering, No. 4, Department of Civil Engineering, Nova Scotia Technical College, Halifax, Nova Scotia, September 1968.

DOUTY, R. T. e McGUIRE, W. High Strength Bolted Moment Connections. *Journal of Structural Engineering*, ASCE, v. 91, nST2, p. 101-128, 1965.

EUROCODE 3 (1993). Design steel of structures: Part 1.1 – General rules and rules for buildings - Revised Annex J: Joints in building frames.

FAELLA C.; PILUSO V.; e RIZZANO G. Experimental Analysis of Bolted Connections: Snug versus Preloaded Bolts, *Journal of Structural Engineering*, 126:1, p. 50-56, 1998

FISHER, J. W.; DLUGOSZ, S. E.; e RAMSEIER, P. O. "Summary Report Large Bolted Connections", Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 288.1, January 1962.

FISHER, J. W.; KULAK, G. L.; e BEEDLE, L. S. "Behavior of Large Bolted Joints", Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 288.31A, August 1965.

FISHER, J. W.; RAMSEIER, P. O.; e BEEDLE, L. S. "Strength of A440 Steel Joints Connected with A325 Bolts", Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 288.4, April 1963.

FOREMAN, R. T. e RUMPF, J. L. "Static Tension of Compact Bolted Joints", Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 271.6, July 1959.

FRANSPLASS, H.; LANGSETH, M.; e HOPPERSTAD, O. S. Experimental and Numerical Study of Threaded Steel Fasteners Under Combiner Tension and Shear at Elevated Loading Rates, *International Journal of Impact Engineering*, 76, p. 118-125, 2014.

KAPLAN, S. "Double Shear Tests of High Strength bolts", Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 271.4, April 1959.

KRISHNAMURTHY, N. A Fresh Look at Bolted End-Plate Behavior and Design. *Engineering Journal*, AISC, v.15, 2nd Quarter, p.39-49, April 1978b.

KULAK, G. L.; FISHER, J. W. e STRUIK, J. H. A. *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints*. 2<sup>nd</sup>ed. John Wiley & Sons, 1987. 333 p.

- MAGGI, Y. I. *Análise do Comportamento Estrutural de Ligações Parafusadas Viga-Pilar com Chapa de Topo Estendida*. 2004. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia, Universidade de São Paulo, São Carlos.
- MATA, L. A. C. *Análise Não Linear pelo Método dos Elementos Finitos de Ligações por Chapa Simples, Levando em Conta o Comportamento Semi-Rígido*. 1998. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- MOORE, A.M.; RASSATI, G. A.; e SWANSON, J. A. “Evaluation of the Current Resistance Factors for High-Strength Bolts”, Final Report, Research Council on Structural Connections, January 2008.
- MUNSE, W. H. Fifty Years of Riveted, Bolted, and Welded Steel Construction. *Journal of the Construction Division*, ASCE, v.102(3), p. 437-447, 1976.
- PILUSO, V.; FAELLA, C.; e RIZZANO, G. Ultimate Behavior of Bolted T-stubs. I: Theoretical model. *Journal of Structural Engineering*, ASCE, 127(6), p. 686-693, 2001.
- PRELORENTZOU, P. A. *Um Estudo sobre Ligações Viga-Coluna em Estruturas de Aço*. 1991. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia, Universidade de São Paulo, São Carlos.
- QUEIROZ, G. *Estudo do Comportamento e Sistematização do Projeto de Ligações Rígidas entre Perfis I com Almas Coplanares*. 1992. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- QUEIROZ, G. *Análise Experimental de Ligações Soldadas*. 1995. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- QUEIROZ, G.; VILELA, P. M. L. *Ligações, Regiões Nodais e Fadiga de Estruturas de Aço*. v. 1, p. 82–85, 2012.
- RESEARCH COUNCIL ON STRUCTURAL CONNECTIONS (RCSC), “Specification for Structural Joints Using ASTM A325 or A490 Bolts”, June 30, 2004.
- RIBEIRO, L. F. L. *Estudo do Comportamento Estrutural de Ligações Parafusadas Viga-Coluna com Chapa de Topo: Análise Teórico-Experimental*. 1998. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.
- RICHARD, R. M. “A Design Guide for Single Plate Framing Connections Designs” – Prepared for the AISC, University of Arizona, Tucson, Arizona, July 1989.
- RUMPF, J. L. “Shear Resistance of High Strength Bolts”, Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 271.3, December 1958.
- RUMPF, J. L. e FISHER, J. W. “Calibration of A325 bolts”, Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 288.5, December 1963.

- SALAMET, S. e GARLOCK, M. Guidelines for Modeling Three Dimensional Structural Connection Models using Finite Element Methods. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM “STEEL STRUCTURES: CULTURE & SUSTAINABILITY”. Istanbul, Turkey, September 21-23, 2010.
- STRUIK, J.H.A. e deBACK, J. “Tests on Bolted T-stubs with respect to a Bolted Beam-to-Column Connections”, Delft University of Technology, Stevin Laboratory, Report No. 6-69-13, Delft, Netherlands, 1969.
- THORTON, W. A. Prying Action – A General Treatment. *Engineering Journal*, AISC, Vol. 22, No. 2, (2<sup>nd</sup> Qtr.), pp. 67-75, 1985, Chicago, IL.
- WALLAERT, J. J.; e FISHER, J. W. “Shear Strength of High-Strength Bolts”, Lehigh University, Fritz Engineering Laboratory, Report No. 288.20, July 1964.
- YILMAZ, O. e BEKIROGLU, S. Numerical Simulations of Bolted Steel Connections in Single and Double Shear under Pretension Effect. In: 11th INTERNATIONAL CONGRESS ON ADVANCES IN CIVIL ENGINEERING. Istanbul, Turkey, October, 2014.
- YURA, J. A. e FRANK, K. H. “An Experimental Study of Bolted Shear Connections”, Annual Report of Federal Highway Administration, Report No. FHWA/RD-81/148, Washington, December 1981.