



AUGUSTO MADRIGALI FIDALGO

**ESTUDO TEÓRICO E NUMÉRICO DO  
COMPORTAMENTO DE LIGAÇÕES TIPO FLANGE  
CIRCULAR PARA ESTRUTURAS TUBULARES DE AÇO**

**CAMPINAS  
2014**





**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**

**FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E  
URBANISMO**

**AUGUSTO MADRIGALI FIDALGO**

**ESTUDO TEÓRICO E NUMÉRICO DO COMPORTAMENTO  
DE LIGAÇÕES TIPO FLANGE CIRCULAR PARA  
ESTRUTURAS TUBULARES DE AÇO**

Orientador: Prof. Dr. JOÃO ALBERTO VENEGAS REQUENA

Dissertação de Mestrado apresentada a Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da Unicamp, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil, na área de Estruturas e Geotécnica.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO AUGUSTO MADRIGALI FIDALGO E ORIENTADA PELO PROF. DR. JOÃO ALBERTO VENEGAS REQUENA

Assinatura do Orientador

---

**CAMPINAS**

**2014**

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

F448e Fidalgo, Augusto Madrigali, 1989-  
Estudo teórico e numérico do comportamento de ligações tipo flange circular para estruturas tubulares de aço / Augusto Madrigali Fidalgo. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: João Alberto Venegas Requena.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo.

1. Ligações metálicas. 2. Estruturas metálicas. I. Requena, João Alberto Venegas, 1956-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Theoretical and numerical study of circular flange connection in hollow steel structures

**Palavras-chave em inglês:**

Steel connections

Steel structures

**Área de concentração:** Estruturas

**Titulação:** Mestre em Engenharia Civil

**Banca examinadora:**

João Alberto Venegas Requena [Orientador]

Marco Lúcio Bittencourt

Arlene Maria Sarmanho Freitas

**Data de defesa:** 15-08-2014

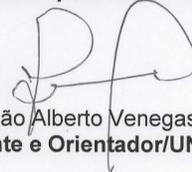
**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Civil

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E URBANISMO**

**Estudo Teórico e Numérico do Comportamento de Ligações Tipo  
Flange Circular para Estruturas Tubulares de Aço**

**Augusto Madrigali Fidalgo**

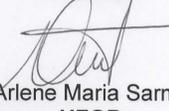
**Dissertação de Mestrado aprovada pela Banca Examinadora, constituída por:**



**Prof. Dr. João Alberto Venegas Requena  
Presidente e Orientador/UNICAMP**



**Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt  
UNICAMP**



**Profa. Dra. Arlene Maria Sarmanho Freitas  
UFOP**

Campinas, 15 de Agosto de 2014



## RESUMO:

Este trabalho consiste no estudo teórico e numérico de uma ligação flange, solicitada inicialmente por força axial de tração e, em um segundo momento, por uma força excêntrica de tração. Essa ligação é usada em estruturas metálicas tubulares para emenda de barras e, especificamente nesse projeto, em perfis tubulares circulares. É uma ligação parafusada e soldada, com flanges circulares nas duas extremidades das barras, soldados de forma contínua e sem furo no meio da placa, também chamada de “*Blank Flange*”, conectando as barras. A grande parte das bibliografias e normas atuais prevêem para esse tipo de ligação o dimensionamento apenas para solicitação de força axial de tração; dentre as estudadas, apenas uma prevê o dimensionamento com solicitação excêntrica. Assim, neste trabalho foi feita uma modelagem numérica, usando o software Ansys, para estudar o comportamento dessa ligação frente à solicitação axial de tração, verificando o mecanismo do efeito *prying*, ou efeito alavanca, e sua influência na resistência da peça. Usando esse modelo, foi verificada a validade das formulações para a tração, o mecanismo de funcionamento da ligação e a possibilidade de otimização do cálculo, que hoje é feito com fórmulas empíricas, das quais não se conhece os dados de ensaios. Por fim, uma vez calibrado o modelo numérico para tração e verificado o cálculo proposto, ele foi ajustado para simular o flange submetido à flexo-tração, e com isso seu comportamento foi estudado e proposta uma formulação para esse dimensionamento.

**Palavras chave:** Flange circular, Ansys, carga excêntrica.



## **ABSTRACT:**

The research is about a theoretical and numerical analysis of flange connection, initially subject to axial tensile load, and then to an eccentric tensile load. This kind of joint is used in hollow steel structures, and specifically in this work, using circular hollow section. Flange is a bolted and welded connection, which both tubes are welded on continuous circular plates, without holes, called Blank Flange, and these plates are bolted together. Most bibliography and codes, used in this research, have only the axial tensile design for flange. Only one of them has the flexure tensile one. Because of that, this research proposed a numerical model in Ansys, to study how this joint behaves when subjected to axial tensile load, evaluating prying effect, or cantilever effect, and its influence in joint resistance. Through the use of this model, the axial tensile design was validated numerically, joints behavior was analyzed, as well as the possibility to optimize the actual design, which is based on empirical equations. Therefore, once the numerical model for axial tensile load and its design was calibrated, this was changed to simulate eccentric tensile load, in order to study its behavior and propose a design.

**Keywords:** Circular flange connection, Ansys, eccentric load.



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVO</b>	<b>5</b>
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>7</b>
<b>4</b>	<b>LIGAÇÃO FLANGE</b>	<b>33</b>
4.1	<i>Mecanismo</i>	33
4.2	<i>Efeito Prying</i>	33
4.3	<i>Cálculos Propostos pela Bibliografia</i>	38
<b>5</b>	<b>CÁLCULO PROPOSTO – CARGA AXIAL</b>	<b>51</b>
5.1	<i>Dimensionamento da Solda</i>	51
5.2	<i>Escoamento da Placa do Flange</i>	52
5.3	<i>Número de Parafusos</i>	54
5.4	<i>Recomendações</i>	54
<b>6</b>	<b>EXEMPLOS DE CÁLCULO</b>	<b>55</b>
6.1	<i>Cálculo Antigo</i>	55
6.2	<i>Proposta de Cálculo</i>	57
6.3	<i>Comparação dos Cálculos</i>	59
<b>7</b>	<b>MODELAGEM NUMÉRICA PARA CARGA AXIAL</b>	<b>61</b>
7.1	<i>O Problema do Contato</i>	61
7.2	<i>Estudo da Modelagem</i>	65
7.3	<i>Considerações para a Modelagem</i>	71
7.4	<i>Geração Preliminar do Modelo</i>	76
7.5	<i>Calibração do modelo axial</i>	104
<b>8</b>	<b>MODELAGEM NUMÉRICA PARA CARGA EXCÊNTRICA</b>	<b>109</b>
8.1	<i>Conceito do Dimensionamento Excêntrico</i>	109
8.2	<i>Geração do Modelo Excêntrico</i>	110
<b>9</b>	<b>CÁLCULO PROPOSTO – CARGA EXCÊNTRICA</b>	<b>123</b>
9.1	<i>Dimensionamento da Solda</i>	123
9.2	<i>Escoamento da Placa do Flange</i>	123

9.3	<i>Número de Parafusos</i>	123
9.4	<i>Recomendações</i>	124
<b>10</b>	<b>VERIFICAÇÃO COM CARGA EXCÊNTRICA</b>	<b>125</b>
<b>11</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b>	<b>137</b>
<b>12</b>	<b>TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>139</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>141</b>
	<b>ANEXO I</b>	<b>143</b>

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiro a toda minha família e a minha namorada Marília por todo o apoio e paciência, aos amigos da faculdade e de fora dela, aos amigos da SETEPLA/SENER. Também agradeço ao Prof. Dr. João Alberto Venegas Requena pela oportunidade, e aos professores anteriores, de dentro e de fora da faculdade, por me ajudarem sempre. Agradeço à Vallourec & Mannesman pelo apoio recebido. Agradeço aos professores da Faculdade de Engenharia Mecânica Marco Lúcio e Alberto L. Serpa, e à Eng<sup>a</sup> Daniela Minchillo pela ajuda com o Ansys.



## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 Características geométricas da seção circular.....	1
FIGURA 1.2 Parque Aquático Maria Lenk, Rio de Janeiro – RJ .....	2
FIGURA 1.3 Estação Westminster, Londres, Inglaterra.....	3
FIGURA 1.5 Aeroporto Santos Dummont, Rio de Janeiro – RJ.....	3
FIGURA 3.2 Malha desenvolvida.....	8
FIGURA 3.3 Geração da solda e detalhe da malha.....	9
FIGURA 3.4 Flange vazada e inteira .....	11
FIGURA 3.5 Padrão das linhas de falha.....	13
FIGURA 3.6 Modelo para forças <i>prying</i> .....	14
FIGURA 3.7 Gráfico 1 .....	16
FIGURA 3.9 Gráfico 3 .....	17
FIGURA 3.10 Modelos criados.....	18
FIGURA 3.11 Efeito <i>prying</i> com curvatura nula .....	20
FIGURA 3.13 Modelagem analítica.....	22
FIGURA 3.14 Parâmetros de ensaio .....	24
FIGURA 3.15 Ligação <i>L-Stub</i> .....	25
FIGURA 3.16 Posição da força <i>prying</i> .....	26
FIGURA 3.17 Ocorrência do efeito alavanca .....	27
FIGURA 3.19 Detalhe da ligação flange.....	29
FIGURA 3.20 Ligação flange, Unicamp, Campinas – SP .....	29
FIGURA 3.21 Preparação da treliça, Unicamp, Campinas – SP.....	30
FIGURA 3.22 Execução da ligação flange, Unicamp, Campinas – SP .....	30
FIGURA 4.1 Comportamento dos flanges .....	34
FIGURA 4.2 Mecanismo de ocorrência do efeito <i>prying</i> .....	35
FIGURA 4.3 Detalhe da ocorrência do efeito <i>prying</i> .....	36
FIGURA 4.5 Efeito alavanca.....	37
FIGURA 4.6 Exemplo do efeito <i>prying</i> .....	37
FIGURA 4.7 Gráfico e proporção do fator $f_3$ .....	38

FIGURA 4.8 Diferentes modos de falha .....	39
FIGURA 4.9 Gráfico do fator $\eta_1$ .....	41
FIGURA 4.10 Parâmetros de dedução da expressão (11) .....	44
FIGURA 4.11 Valores de cálculo para a resistência à tração do parafuso .....	45
FIGURA 4.12 Gráfico para o fator $f_3$ pela AISC .....	46
FIGURA 4.13 Gráfico para o fator $f_3$ pelo CIDECT .....	47
FIGURA 4.15 Modos de falha, ruptura do parafuso e efeito <i>prying</i> .....	49
FIGURA 5.1 Gráfico proposto para obtenção do fator $f_3$ .....	53
FIGURA 7.2 Possíveis valores de $g(x)$ e $t_{cn}$ .....	62
FIGURA 7.4 Representação da solda e seção do modelo .....	66
FIGURA 7.5 Modelo numérico <i>L-Stub</i> .....	66
FIGURA 7.7 Modelo não linear .....	68
FIGURA 7.8 Modelo linear .....	69
FIGURA 7.9 Modelagem dos parafusos .....	70
FIGURA 7.14 Diagrama Tensão x Deformação – Parafuso .....	72
FIGURA 7.15 Descrição do elemento SOLID186 .....	73
FIGURA 7.17 Modelo PROPOSTO-01 .....	77
FIGURA 7.18 Convergência do modelo .....	78
FIGURA 7.19 Reações do modelo (N) .....	79
FIGURA 7.20 Tensão de Von Mises, seção longitudinal, PROPOSTO-01 (MPa) .....	79
FIGURA 7.21 Modelo de 1/4 da ligação .....	80
FIGURA 7.22 Não convergência dos modelos .....	81
FIGURA 7.23 Convergência do modelo .....	81
FIGURA 7.24 Penetração das superfícies de contato (mm) .....	82
FIGURA 7.25 Pressão de contato (MPa) .....	83
FIGURA 7.26 Detalhe da distribuição da pressão de contato (MPa) .....	83
FIGURA 7.27 Tensões <i>prying</i> .....	84
FIGURA 7.29 Deslocamento transversal em X (mm) .....	85
FIGURA 7.30 Deslocamento transversal em Y (mm) .....	85
FIGURA 7.31 Deslocamento longitudinal (mm) .....	86
FIGURA 7.32 Deslocamento longitudinal, aumentado x100 (mm) .....	86

FIGURA 7.33 Discretização da placa .....	88
FIGURA 7.34 Detalhe da discretização do tubo .....	88
FIGURA 7.35 Detalhe da discretização: solda, furo e placa.....	89
FIGURA 7.36 Discretização do parafuso.....	89
FIGURA 7.37 Penetração de contato (mm) .....	90
FIGURA 7.38 Deslocamento transversal em X (mm) .....	90
FIGURA 7.39 Deslocamento transversal em Y, na placa (mm) .....	91
FIGURA 7.40 Deslocamento longitudinal em Z (mm).....	91
FIGURA 7.41 Deslocamento longitudinal em Z ampliado x100 (mm).....	92
FIGURA 7.42 Corte longitudinal, deslocamento longitudinal ampliado x100 (mm).....	92
FIGURA 7.43 Tensão de Von Mises, flange completo (MPa) .....	93
FIGURA 7.44 Tensão de Von Mises, flange sem parafusos (MPa).....	93
FIGURA 7.45 Tensão de Von Mises, vista superior da placa (MPa) .....	94
FIGURA 7.46 Tensão de Von Mises, vista inferior da placa (MPa).....	95
FIGURA 7.47 Tensão de Von Mises, parafusos (MPa).....	95
FIGURA 7.48 Tensão de Von Mises, metade do flange (MPa).....	96
FIGURA 7.49 Tensão de Von Mises, placa (MPa).....	97
FIGURA 7.50 Tensão de Von Mises, parafusos da metade do flange (MPa).....	97
FIGURA 7.51 Deslocamento longitudinal (mm) .....	98
FIGURA 7.52 Superfície rígida.....	98
FIGURA 7.53 Tensão de Von Mises, placa, AXIAL-01 (MPa) .....	100
FIGURA 7.54 Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-01 (MPa) .....	100
FIGURA 7.55 Tensão de Von Mises, placa, AXIAL-02 (MPa) .....	101
FIGURA 7.56 Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-02 (MPa) .....	101
FIGURA 7.57 Tensão de Von Mises, placa, AXIAL-03 (MPa) .....	102
FIGURA 7.58 Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-03 (MPa) .....	102
FIGURA 7.59 Tensão de Von Mises, placa, AXIAL-04 (MPa) .....	103
FIGURA 7.60 Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-04 (MPa) .....	103
FIGURA 7.61 Tensão de Von Mises, placa, AXIAL-05 (MPa) .....	104
FIGURA 7.62 Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-05 (MPa) .....	104
FIGURA 7.63 Tensão de Von Mises, placa, CAL-01 (MPa).....	106

FIGURA 7.64 Tensão de Von Mises, placa, CAL-02 (MPa).....	106
FIGURA 7.65 Tensão de Von Mises, placa, CAL-03 (MPa).....	107
FIGURA 8.1 Anel rígido.....	110
FIGURA 8.2 Módulo de elasticidade 20000000 MPa (100x) (mm).....	111
FIGURA 8.3 Módulo de elasticidade 10000000 MPa (50x) (mm).....	111
FIGURA 8.4 Cargas nodais.....	112
FIGURA 8.5 Deslocamento longitudinal, parafusos, eD = 0,06 (mm).....	113
FIGURA 8.6 Deslocamento longitudinal, parafusos, eD = 0,09 (mm).....	114
FIGURA 8.7 Deslocamento longitudinal, parafusos, eD = 0,12 (mm).....	114
FIGURA 8.8 Deslocamento longitudinal, parafusos, eD = 0,15 (mm).....	115
FIGURA 8.9 Deslocamento longitudinal, parafusos, eD = 0,18 (mm).....	115
FIGURA 8.10 Deslocamento longitudinal, parafusos, eD = 0,21 (mm).....	116
FIGURA 8.11 Deslocamento longitudinal, parafusos, eD = 0,24 (mm).....	116
FIGURA 8.12 Tensão de Von Mises, placa, eD = 0,06 (MPa).....	118
FIGURA 8.13 Tensão de Von Mises, parafusos, eD = 0,06 (MPa) .....	118
FIGURA 8.14 Tensão de Von Mises, placa, eD = 0,12 (MPa).....	119
FIGURA 8.15 Tensão de Von Mises, parafusos, eD = 0,12 (MPa).....	119
FIGURA 8.16 Tensão de Von Mises, placa, eD = 0,24 (MPa).....	120
FIGURA 8.17 Tensão de Von Mises, parafusos, eD = 0,24 (MPa).....	120
FIGURA 8.18 Gráfico de dimensionamento excêntrico .....	121
FIGURA 10.1 Vista em perspectiva, EXC-03 .....	127
FIGURA 10.2 Vista frontal, EXC-03.....	128
FIGURA 10.3 Deslocamento longitudinal, tubo (mm) .....	130
FIGURA 10.4 Deslocamento longitudinal, parafusos(mm).....	131
FIGURA 10.5 Tensão de Von Mises, tubo(MPa) .....	132
FIGURA 10.6 Tensão de Von Mises, placa, vista frontal (MPa).....	132
FIGURA 10.7 Tensão de Von Mises, placa, vista traseira(MPa).....	133
FIGURA 10.8 Tensão de Von Mises, parafusos(MPa) .....	133
FIGURA 10.9 Deslocamento longitudinal ampliado 50x (mm) .....	135
FIGURA 10.10 Pressão de contato, EXC-03 (MPa).....	136
FIGURA 10.11 Pressão de contato, EXC-04 (MPa) .....	136

# 1 INTRODUÇÃO

Observando a natureza, é notável a presença da seção circular nas suas formas, do caule das plantas, troncos até os ossos do corpo humano. Isso acontece porque a circunferência é uma forma bastante eficiente, visto que agrega características geométricas estruturalmente interessantes, com um uso mínimo de material.

Devido a essas características geométricas, o desempenho do tubo frente às solicitações de tração, compressão e torção é muito bom, tornando seu uso bastante adequado em estruturas reticuladas, treliças planas ou espaciais, por exemplo. Por outro lado, visto que seu momento de inércia não tem valores elevados, como um perfil I, sua resistência à flexão é baixa.

Por ser um tubo circular, o momento de inércia é o mesmo para qualquer direção, evitando um plano preferencial de flambagem, como acontece em um perfil I convencional. Somado a isso, seu centro de cisalhamento (CC) coincide com seu centro de gravidade (CG) (Figura 1.1), tornando a seção mais resistente quando submetida à flexo-torção.

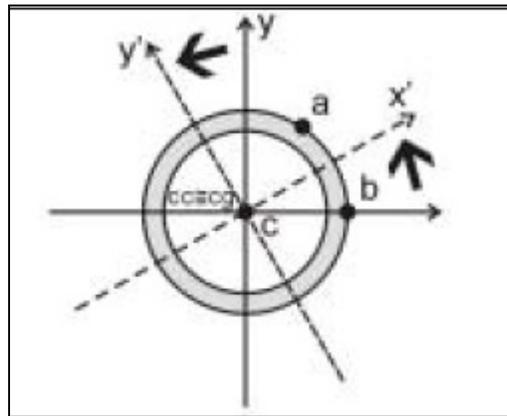


FIGURA 1.1 Características geométricas da seção circular  
Fonte: Firmo, s.d.

Outra vantagem importante é o peso final da estrutura. Devido à industrialização da fabricação e montagem e à esbeltez das peças, a estrutura final torna-se mais leve, trazendo economia para a construção. Entretanto, apesar das facilidades da estrutura metálica, o tratamento

das ligações é complexo, visto que tem grande influência no funcionamento da estrutura, tornando necessário conhecer seu comportamento e seus modos de falha.

As ligações podem ser soldadas, parafusadas ou uma combinação dessas. As ligações soldadas são feitas diretamente na fábrica, devido ao maior controle tecnológico, não sendo recomendável executá-las em campo, uma vez que é mais difícil garantir as condições adequadas para a soldagem. Por outro lado, as ligações parafusadas são previstas para execução em campo, por diversos fatores, sendo um deles o transporte da estrutura, a qual é segmentada e montada no canteiro.

As figuras 1.2, 1.3 e 1.4 mostram alguns exemplos de obras feitas em estrutura tubular.



FIGURA 1.2 Parque Aquático Maria Lenk, Rio de Janeiro – RJ



FIGURA 1.3 Estação Westminster, Londres, Inglaterra

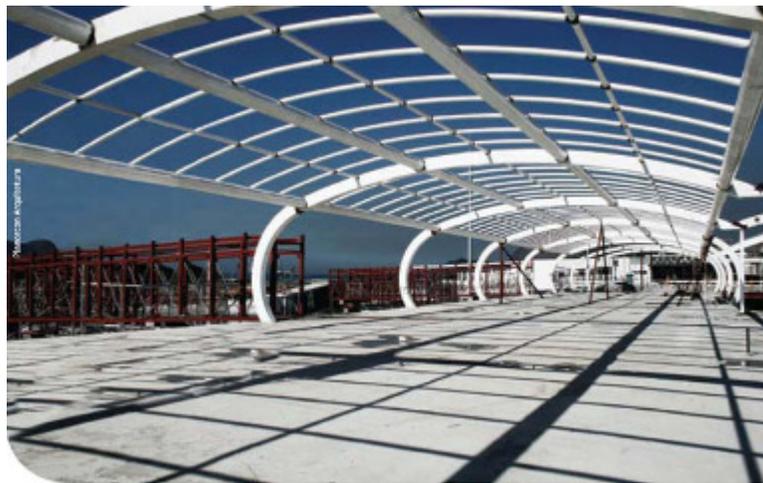


FIGURA 1.4 Aeroporto Santos Dummont, Rio de Janeiro – RJ

Dessa maneira, esse trabalho visa estudar a ligação tipo flange, analisando seu comportamento em relação à força axial e excêntrica de tração, principalmente o efeito alavanca, ou *prying*. As análises foram feitas via elementos finitos, usando o software Ansys.

Atualmente é prevista uma rotina de cálculo para o flange submetido à carga axial de tração, a qual foi estudada e serviu de base para calibrar o modelo numérico. Feito isso, foi

sugerida uma rotina de cálculo para solicitação axial, semelhante à consagrada, salvo pela obtenção analítica do fator  $f_3$ , baseado no gráfico do Comité International pour le Développement et l'Étude de la Construction Tubulaire (CIDECT), e, por fim, com base nos resultados do modelo numérico axial, foi proposto um modelo para carga excêntrica e uma formulação para esse dimensionamento.

## 2 OBJETIVO

Este estudo visa a dois objetivos. O primeiro é conhecer o funcionamento da ligação tipo flange, solicitada por carga axial e excêntrica, principalmente o efeito alavanca (*prying*), avaliando a proposta de cálculo atual. O segundo é propor uma formulação criteriosa para o dimensionamento com força excêntrica de tração. Por meio do modelo numérico, foi verificado o mecanismo da ligação, tensões nos parafusos, na placa e o efeito *prying*.

Com o modelo numérico calibrado para carga axial, o mesmo será usado para verificar as equações de dimensionamento da ligação, verificando também as fórmulas para o dimensionamento propostas nesse trabalho, que consistem na obtenção analítica do fator  $f_3$ . Finalizada essa verificação, adaptando o modelo numérico com carga axial, será estudado o comportamento da ligação frente à flexo-tração e proposta uma formulação para esse tipo de solicitação.

Assim, completado este estudo, espera-se enriquecer a bibliografia nacional de estruturas metálicas tubulares e auxiliar na elaboração da norma brasileira de estruturas metálicas tubulares.



### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A ligação flange com tubos de seção circular, foco deste estudo, é composta por parafusos e placas. Os tubos a serem conectados recebem uma placa circular de aço, com um determinado número de furos, que é soldada na extremidade de cada um. Em campo, as barras são alinhadas e as placas parafusadas, finalizando a ligação.

O estudo das bibliografias seguiu a ordem cronológica, começando por Rockey e Griffiths (1970). Esse texto possui uma descrição detalhada sobre os experimentos e resultados. A referência em questão é um estudo feito por professores da britânica University College Cardiff, na qual são estudados flanges vazados (ou *ring flanges*), ou seja, a placa não é contínua sob o tubo, existindo um furo, como na Figura 3.1.

Apesar de o objetivo desta dissertação ser o flange com a placa inteira sob o tubo, o chamado *blank flange*, muitos resultados desta referência se mostraram semelhantes aos resultados de bibliografias que estudaram o flange com a placa inteira, inclusive também semelhantes aos resultados obtidos neste trabalho, discutidos posteriormente.

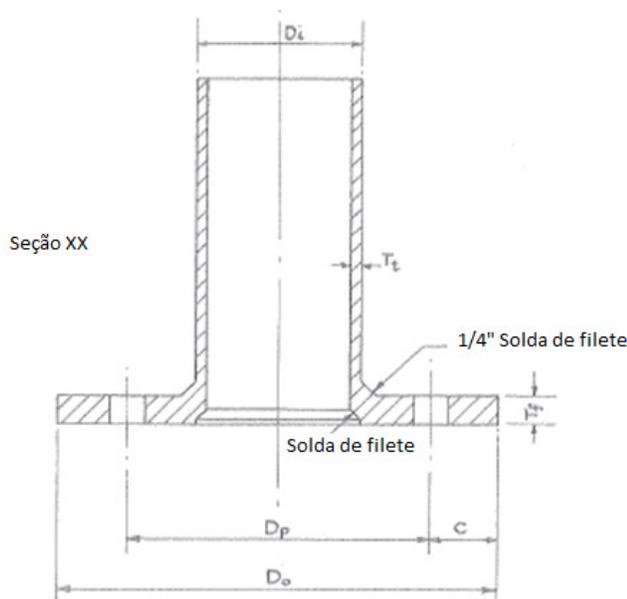


FIGURA 3.1 Seção longitudinal da ligação (*ring flange*)  
Fonte: Adaptado de Rockey e Griffiths, 1970.

Rockey e Griffiths (1970) fizeram um estudo numérico, via elementos finitos, e um experimental, usando 47 ligações para os ensaios. Nesses estudos, foram determinados parâmetros adimensionais, como a relação entre a espessura do flange e a do tubo por exemplo, sendo esses parâmetros fixados ou variados, e o flange ensaiado.

Com os ensaios foram traçados diversos gráficos, nos quais constam as relações entre os fatores adimensionais e determinada resposta do flange frente à tração, como deformação axial do tubo, carga última dos parafusos, concentração de tensão, entre outros. Em função da resposta desses gráficos, os autores fornecem recomendações sobre as dimensões da ligação e sua respectiva resistência.

O estudo numérico foi feito via elementos finitos. A malha gerada é apresentada na figura a seguir, sendo possível ver apenas a malha do tubo, onde foram usados elementos de casca, no flange foram usados elementos de placa. O processamento da malha foi feito em um software desenvolvido pelos autores.

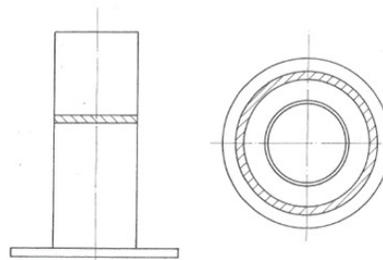


FIGURA 3.2 Malha desenvolvida  
Fonte: Adaptado de Rockey e Griffiths, 1970.

A referência explica que devido à limitação da teoria de flexão para placas espessas na época em que foi escrita, e à inabilidade do modelo estrutural em lidar com a solda, o filete foi gerado com elementos triangulares, rotacionados ao redor do tubo, gerando um sólido de revolução, tanto a solda quanto uma seção longitudinal da malha podem ser vistos na Figura 3.3.

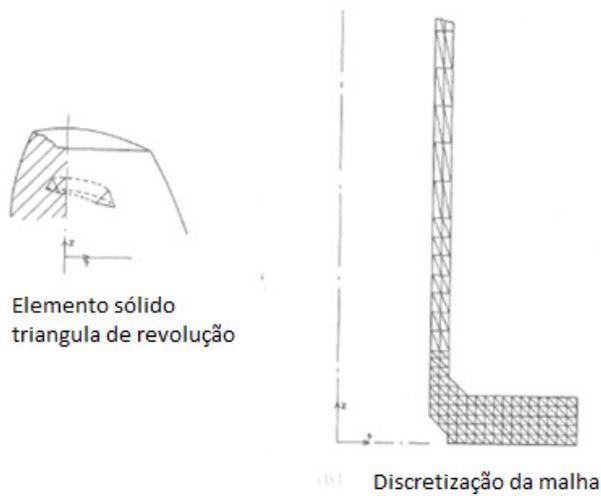


FIGURA3.3 Geração da solda e detalhe da malha  
 Fonte: Adaptado de Rockey e Griffiths, 1970.

A seguir, são explicados os parâmetros adimensionais usados nos ensaios:

1. Espessura do flange sobre a espessura do tubo:  $\frac{t_f}{t_t}$
2. Diâmetro do círculo de furos sobre o diâmetro externo do tubo:  $\frac{D_p}{D_i}$
3. Diâmetro externo do flange sobre o diâmetro externo do tubo:  $\frac{D_0}{D_i}$
4. Distância do eixo do parafuso até a borda do flange:  $C = \frac{D_0 - D_p}{2}$

Uma vez que no cálculo atual a espessura do flange é uma incógnita, dentre os parâmetros acima o primeiro deve ser estimado, os outros parâmetros podem ser calculados, visto que temos as variáveis. Dos quatro parâmetros anteriores, o segundo e o quarto são os mais interessantes, pois nas bibliografias mais recentes eles também são citados, de forma diferente, mas fornecendo os mesmos resultados, essa diferença será explicada posteriormente.

Nessa modelagem, foi feita uma análise elástica. Os parafusos não foram modelados com elementos, mas foram considerados como reações uniformemente distribuídas nos furos, e o modelo gerado considerando-se a simetria, reduzindo o esforço computacional. Para considerar as variações nas possíveis dimensões dos flanges, todos os parâmetros anteriores foram variados.

No estudo prático foram ensaiados 47 modelos, com dimensões variadas. O aço utilizado e os parafusos são de alta resistência, sendo que nos parafusos foi aplicada protensão. As dimensões dos modelos estão todas tabeladas, relacionando o modelo, dimensões e cargas.

Feitos os ensaios, foram comentados os modos de falha. Ocorrem falhas no tubo, na solda, na placa e nos parafusos, sendo que algumas delas foram fotografadas e fazem parte do estudo. Como conclusão, a bibliografia comenta sobre o dimensionamento da ligação.

Segundo Rockey e Griffiths (1970), na época em que foi escrito o trabalho haviam poucos estudos sobre o dimensionamento do flange solicitado à tração, sendo que existiam as seguintes informações na Europa:

- Tratar o trecho do flange entre o círculo dos furos e a face externa do tubo como uma viga em balanço, de largura unitária. A carga axial do parafuso é aplicada pontualmente na extremidade livre, ela pode ser aplicada apenas como carga pontual, ou como carga pontual e momento, dessa forma, a espessura do flange é calculado considerando a flexão dessa “viga”.
- Uma segunda opção é tratá-la como uma placa circular, com diâmetro igual ao círculo dos furos e a carga aplicada no diâmetro do tubo, sendo a espessura calculada com base na tensão máxima suportada pelo aço.

Contudo, ainda segundo Rockey e Griffiths (1970), esses dimensionamentos são demasiadamente conservadores. Dessa forma, os autores propuseram um roteiro de cálculo que segue os gráficos obtidos nos seus experimentos.

Por fim, o estudo conclui que quanto menor a distância entre a borda externa do tubo e o centro dos furos, respeitando limites mínimos, maior a resistência da peça. Essa afirmação também foi encontrada em outras referências, inclusive no CIDECT. A segunda recomendação preconiza que para qualquer flange cujas relações geométricas fujam das estabelecidas pelos autores, deve-se fazer ensaios específicos.

Analisando o flange do ponto de vista também teórico, temos Hirose e Kato (1985), que fazem parte do grupo de pesquisa para o desenvolvimento do CIDECT. Nesse trabalho, foi

feitoinicialmente um estudo teórico sobre a ligação flange, usando a teoria das linhas de escoamento, ou *YieldLineTheory*, e os resultados teóricos obtidos foram comparados com os experimentais. São ensaiados os flanges vazados, *ring flanges*, e os não vazados, *blank flanges*, que são o foco desta dissertação.

Foram testados 53 flanges, vazados ou não, e com dimensões variadas, especificadas na Figura 3.4. Os modos de falha analisados são: o escoamento da placa, a ruptura dos parafusos e a do tubo. Sendo o primeiro baseado na teoria da linha de falha, e o segundo considerando o efeito *prying*.

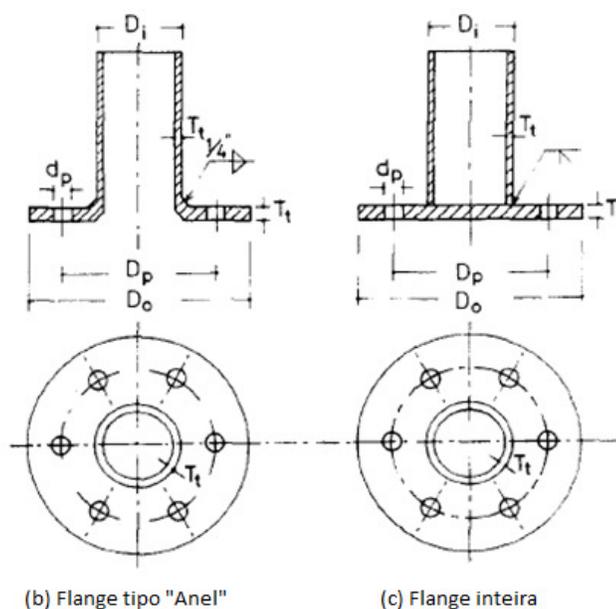


FIGURA 3.4 Flange vazada e inteira  
Fonte: Adaptado de Hirose e Kato, 1985.

Nesses experimentos foi usada protensão nos parafusos. Nos flanges vazados, o valor foi de 60% da carga de teste, e nos inteiros de 100%, essa diferença não foi explicada. Com os resultados obtidos nos ensaios, foi gerada uma tabela, relacionando as dimensões do flange, a carga última e o tipo de ruptura, sendo as rupturas, “T” no tubo, a 150 mm da zona afetada pelo calor da solda, “B” no parafuso e “F” no flange, devido à flexão excessiva ou falha próximo à solda, segue a tabela para os flanges inteiros.

**Tabela 3.1 Resultados experimentais para o flange inteiro**

TABELA 1 - continuação

Número do Modelo	$D_i$ (cm) [(in)]	$T_i$ (cm) [(in)]	$D_p$ (cm) [(in)]	$D_o$ (cm) [(in)]	$T_f$ (cm)	Máxima carga (kN)	Modo de falha	
33					1.9	593	T	
34					1.6	583	T	
35				20.3	1.3	579	B	
36				[8.0]	1.0	533	B	
37					0.6	367	F	
-----								
Flange inteiro	38				1.9	591	T	
	39	7.62	0.54	12.7	22.2	1.6	593	T
	40	[3.0]	[0.212]	[5.0]	[8.75]	1.3	592	T
	41					1.0	475	F
	42					0.6	381	F
-----								
	43				1.9	592	T	
	44			24.1	1.6	590	T	
	45			[9.5]	1.3	564	F	
	46				1.0	358	F	
	47				0.6	265	F	

Fonte: Adaptado de Hirose e Kato, 1985.

O estado limite referente à ruptura da solda só foi observado nos flanges vazados. Porém, não se pode concluir que esse estado limite aconteceu devido apenas à geometria da ligação, visto que foram usados tipos diferentes de solda, de penetração no flange inteiro e de filete no vazado.

A resistência à flexão da placa do flange foi obtida usando-se o conceito de linhas de escoamento, sendo que ela acontece quando a sollicitação supera a protensão dos parafusos. A sollicitação no parafuso é calculada considerando-se o contato entre as placas opostas, ou seja, o efeito *prying*.

A força atuante no parafuso, dada por  $T_s$ , que vence a protensão é obtida com a relação:

$$T_s = \alpha \times T_0; \alpha = 1 + \frac{A_b}{A_p}$$

Sendo,  $T_0$  a força de protensão,  $A_b$  a área da parte sem rosca do parafuso e  $A_p$  a área efetiva de compressão do flange.

No momento em que a carga no parafuso for maior que a protensão, aparece um mecanismo de colapso na placa, dessa forma, vinculações ao redor dos parafusos não precisam ser adicionadas. No estudo das linhas de escoamento, o furo dos parafusos é ignorado, e a análise procede da seguinte maneira.

- Discretiza-se a placa em um dodecágono, e como visto na Figura 3.5a, apenas 1/12 do círculo foi estudado, considerando a simetria.
- Considera-se um ponto X, que representa o ponto de contato entre os flanges opostos. É interessante notar que em cada padrão das linhas o ponto X está em um lugar diferente.
- Calculando o trabalho virtual plástico usando X como variável para os padrões b e c, e determinando a posição de X que minimiza o trabalho virtual, conclui-se que X está na intersecção da linha P1P2 com o círculo de furos.
- Aplicando a teoria das linhas de ruptura no padrão da Figura 3.5d, obtêm-se a carga de escoamento  $P_p$ , carga de ruptura  $P_u$ , que verificam a máxima resistência ao momento fletor da placa, antes da sua separação.

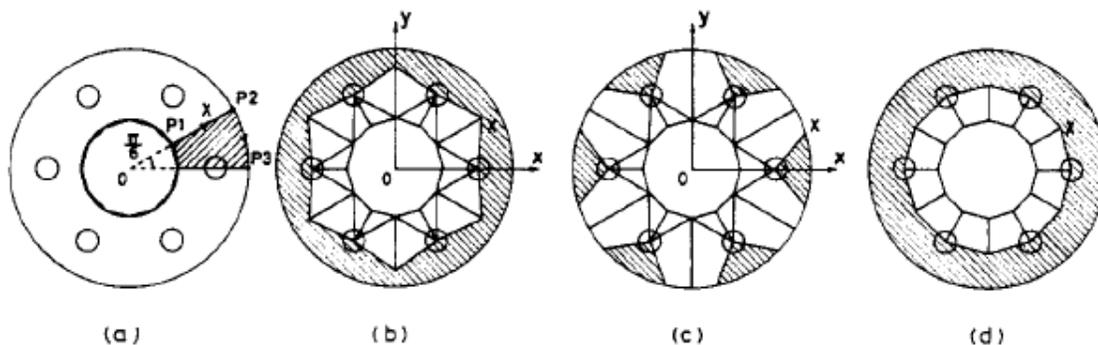


FIGURA3.5 Padrão das linhas defalha  
Fonte: Hirose e Kato, 1985.

Essa foi a primeira referência a citar o efeito *prying*. Foi explicado que um flange feito com uma placa flexível está sujeito à flexão quando submetido à tração, fazendo com que as placas opostas entrem em contato, causando o efeito alavanca, ou *prying*.

Quando o flange escoava antes que a separação aconteça, as forças *prying* ocorrem na região hachurada da Figura 3.5. Para avaliar o efeito alavanca, a placa foi dividida em 12 partes, sendo

tomada apenas uma devido à simetria, essa parte foi simulada como corpo rígido em fundação elástica.

Na Figura 3.6, aproximou-se o arco por uma linha reta. Foi aplicado um momento  $m$  por unidade de comprimento, na linha de escoamento GH, sendo que a força *prying* foi considerada linearmente distribuída, da linha GH até a borda do flange, provocando a reação por unidade de comprimento  $r$ , ao longo da linha IK. Com isso, calculou-se o equilíbrio de momento ao longo da linha GH. Na Figura 3.6 temos que A tem o valor do raio da placa e B o raio do círculo de furos.

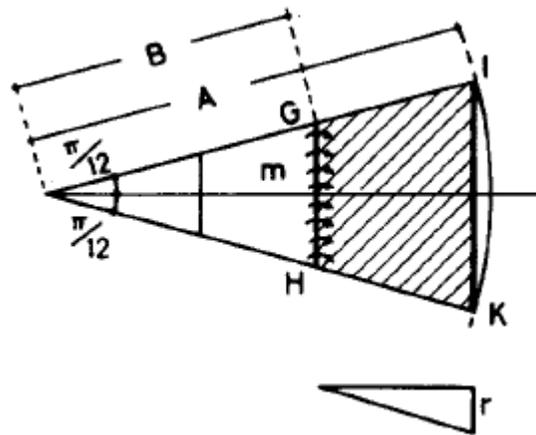


FIGURA 3.6 Modelo para forças *prying*  
Fonte: Hirose e Kato, 1985.

Posteriormente foi considerado que a separação aconteceu, e o escoamento do flange também. A variável B, Figura 3.6, tem um valor diferente, gerando outra equação de equilíbrio para o momento, e conseqüentemente outra reação ao longo da linha IK.

Considerando a ruptura dos parafusos, também existem dois casos. Quando a solicitação somada às forças *prying* atingem a força de separação dos parafusos, ocorre a separação das placas, e a ruptura procede com o escoamento do flange. Por outro lado, quando a ruptura dos parafusos ocorre antes do escoamento da placa, pode-se dizer que a placa é rígida o suficiente para não fletir, logo, não acontece o efeito *prying*.

Feita a análise teórica, concluiu-se que a resistência do flange depende da relação entre suas características geométricas listadas a seguir, fato também constatado em outras referências, como Rockey e Griffiths (1970), por exemplo.

- Diâmetro do parafuso:  $d$
- Diâmetro do tubo:  $D_i$
- Diâmetro do círculo de furos:  $D_p$
- Diâmetro do flange:  $D_0$
- Espessura do flange:  $t_f$

Dessas dimensões, obtemos as relações a seguir. É interessante notar que todas dependem do diâmetro do parafuso, o que também foi confirmado em outras bibliografias, as quais citam a rigidez do parafuso como fator importante na resistência da peça. Seguem as relações:

- $C_1 = \frac{t_f}{d}$
- $C_2 = \frac{D_p}{d}$
- $C_3 = \frac{D_0}{d}$

Com essas relações, foram feitos gráficos que relacionam a força última da ligação com o valor dos parâmetros geométricos citados anteriormente. Nos gráficos, cada um mostra um valor diferente para as relações  $C_1$  e  $C_3$ , sendo o parâmetro  $C_2$  contemplado no eixo horizontal e a carga última no vertical, cada trecho da linha em negrito reflete o modo de falha referente àquelas relações geométricas e à carga última aplicada.

Enumerados a seguir, os modos de falha são:

I – Falha da ligação antes da separação dos flanges

II – Falha da ligação no instante da separação

III – Falha da ligação quando o escoamento da placa é precedido pela separação dos parafusos

IV – Ruptura dos parafusos antes do escoamento do flange

V – Ruptura do tubo

Analisando os gráficos das figuras 3.7, 3.8 e 3.9, nota-se grande influência da geometria na resistência da peça. Pode-se notar que quanto menor a relação  $C_2$ , ou seja, quanto maior o

diâmetro dos parafusos e mais próximos do tubo eles estão, maior a resistência da ligação. Esse comportamento também foi observado no CIDECT (COUCHAUX, HJIAJ e RYAN, 2010b; ROCKEY e GRIFFITHS, 1970; WARDENIER et al., 2010).

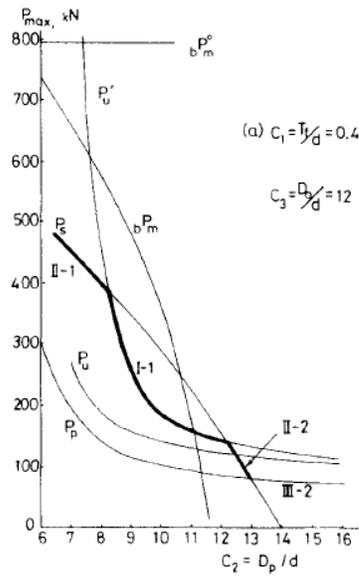


FIGURA3.7Gráfico 1  
 Fonte:Hirose e Kato, 1985.

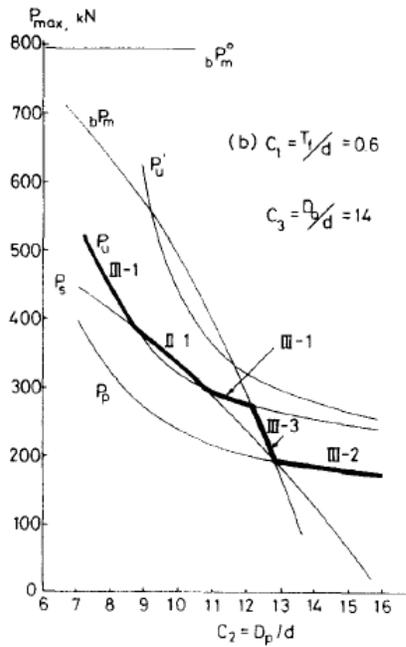


FIGURA3.8Gráfico 2  
 Fonte: Hirose e Kato, 1985.

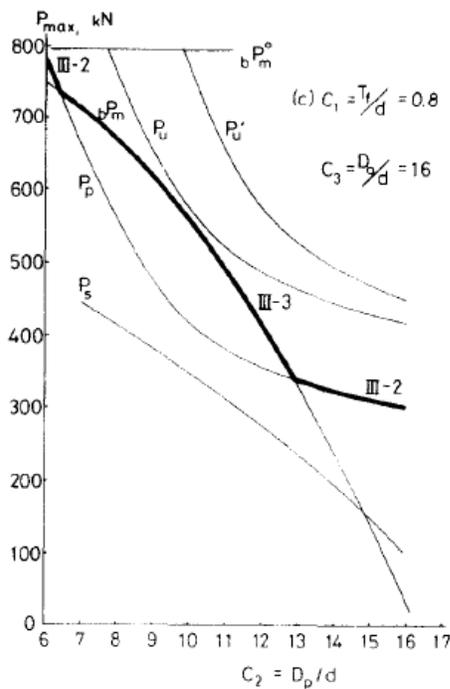


FIGURA 3.9 Gráfico 3  
 Fonte: Hirose e Kato, 1985.

Na parte experimental, foram feitos 63 testes para verificar os resultados teóricos. Os dados foram tabelados, com as cargas últimas e os modos de falha indicados pela teoria e pelos experimentos, sendo que em apenas dois casos os resultados foram diferentes, demonstrando a consistência da análise teórica. Outra constatação foram os resultados semelhantes para ligações pequenas e grandes, indicando que o dimensionamento proposto pode ser usado para qualquer ligação.

Na sequência, analisou-se Yang (2010). Nesse artigo, no qual se utilizou o Ansys, foi modelada uma ligação parafusada entre tubos, semelhante ao flange, sendo a parte inferior conectada em um suporte rígido, e ambas as partes conectadas com dez parafusos.

Foram construídos dois modelos diferentes, um linear e outro não linear, para comparação. No modelo linear, não foram considerados parafusos nem furos, sendo que as partes superior e inferior foram conectadas sem consideração de contato. Por outro lado, no modelo não linear os furos e parafusos foram considerados, assim como as superfícies de contato entre as placas e entre os parafusos e as placas. Os modelos estão na Figura 3.10.

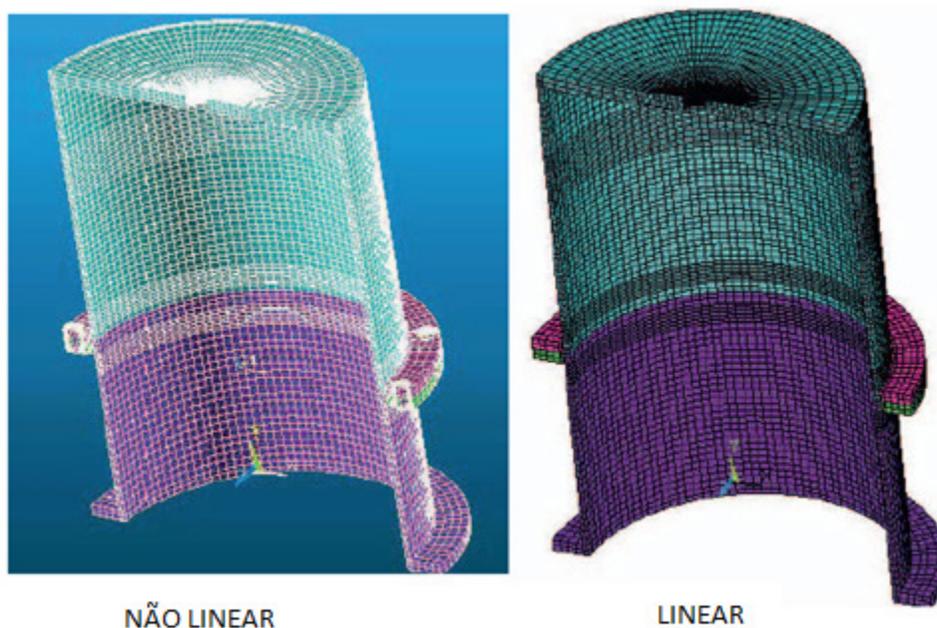


FIGURA3.10 Modelos criados  
Fonte: Adaptado de Yang, 2010.

As bibliografias seguintes são bastante próximas, visto que seguem o dimensionamento proposto pelo CIDECT (WARDENIER e CIDECT, 2008), ou pelo American Institute of Steel Construction (AISC) (PACKER, SHERMAN e LECCE, 2010). Ambas sugerem que a distância entre o eixo do parafuso e a parede do tubo seja a menor possível, e trazem o dimensionamento baseado no gráfico do adimensional  $f_3$ , havendo uma pequena diferença entre os gráficos. Essa diferença será explicada no Item 6.3, Comparação dos Cálculos.

Na sequência, Meyer (2002) trata o flange de maneira simplificada, explicando um pouco sua utilização nas estruturas metálicas e mostrando seu dimensionamento, segundo o CIDECT.

A seguir foram analisadas as obras de Requena e Santos (2007) e Santos (2003). Ambas explicam o mecanismo do efeito alavanca, principalmente a segunda, e seguem o dimensionamento proposto pelo AISC, entretanto, a primeira também comenta o dimensionamento proposto pelo CIDECT. A explicação sobre o *prying* foi apresentada no respectivo capítulo.

Os estados limites últimos considerados por Santos (2003) são: escoamento da placa do flange, ruptura dos parafusos ou ruptura da solda. São os mesmos considerados pelo CIDECT (WARDENIER e CIDECT, 2008) e, uma vez que essa foi a norma escolhida para ser a base de estudos desta dissertação, os mesmos estados limites foram considerados.

Assim como em Hirose e Kato (1985), Santos (2003) também constatou a influência da espessura da placa na resistência do flange. É explicado que a espessura do flange é inversamente proporcional à intensidade do efeito *prying*, uma vez que um flange espesso é mais rígido, logo, sua flexão será menor, ocorrendo o contrário em uma chapa fina. Dessa forma, a ruptura do parafuso pode ocorrer antes ou depois do escoamento da placa.

Outra consideração importante citada por Santos (2003) versa sobre a dimensão  $e_1$ , distância da borda externa do tubo ao centro do furo do parafuso. Da mesma maneira como foi verificado por Rockey e Griffiths (1970), essa dimensão deve ser a menor possível, para reduzir o efeito *prying*, e conseqüentemente reduzir a espessura da placa.

Na sequência, Couchaux, Hjiáj e Ryan (2010b) sugerem que a ligação deve ser dimensionada com carga estática, até o limite de escoamento do flange. Foi feito um modelo em elementos finitos considerando o contato entre as placa, que mostra boa concordância com resultados experimentais já publicados. Foi comentado no artigo que a formulação pode ser alterada para o dimensionamento com força excêntrica, mas foi explicado em detalhes como fazer essa alteração.

Nessa referência, o modelo proposto por Igarashi foi reformulado, de forma a levar em consideração a posição de aplicação das forças *prying*. Foi feita uma abordagem teórica bastante detalhada para determinar essa posição.

Na análise teórica, foi simulada uma parte infinitesimal da ligação, da qual foi obtida uma equação de equilíbrio. Para analisar o resultado dessa análise, por mais que o critério de Von Mises seja geralmente o mais utilizado em peças de aço, ele se mostra de difícil aplicação no cálculo de cargas últimas, assim, foi usado o critério de Tresca.

O artigo sugere quatro modos de falha; ruptura da placa do flange, ruptura do tubo, ruptura dos parafusos sem ocorrência do efeito *prying* e ruptura dos parafusos com ocorrência do

*prying*, sendo esse último subdividido em dois, quando o momento radial é sempre positivo ou quando a curvatura muda de sinal.

Explicando os modos de falha, o primeiro, escoamento da placa do flange, divide-se em dois. O primeiro envolve o colapso de todo o flange, onde toda a circunferência do flange forma um mecanismo plástico, como na Figura 3.5c, no segundo, o escoamento acontece ao redor dos furos dos parafusos.

A seguir, temos a explicação do estado limite de ruptura do parafuso. Ele possui dois submodos de falha, no primeiro, o momento radial é sempre positivo, sendo a curvatura nula ao longo de toda a placa e o parafuso alcança a plastificação (Figura 3.11). No segundo, a curvatura inverte o sinal em determinado raio (Figura 3.12). Esse comportamento dificulta a convergência do modelo, uma vez que não se sabe previamente onde o contato acontece.

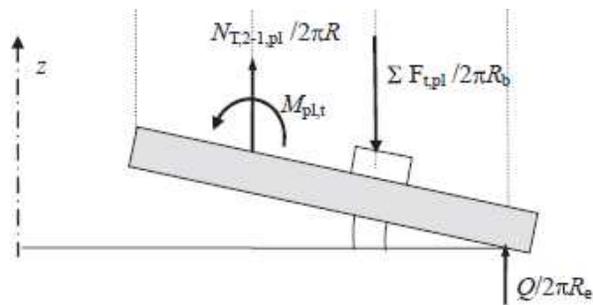


FIGURA 3.11 Efeito *prying* com curvatura nula  
Fonte: Adaptado de Couchaux, Hjjaj e Ryan, 2010b.

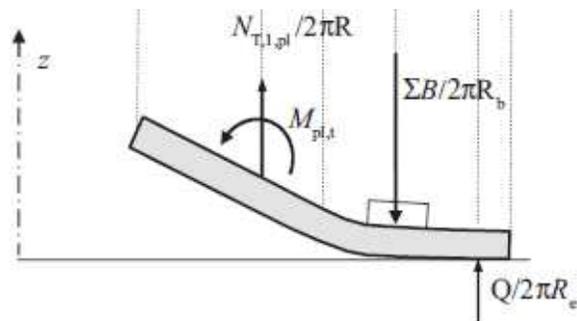


FIGURA 3.12 Efeito *prying* com troca de sinal  
Fonte: Adaptado de Couchaux, Hjjaj e Ryan, 2010b.

Quando os flanges se separam totalmente, não ocorre o *prying*, assim, a resistência da ligação torna-se a soma da resistência à tração de todos os parafusos, para viabilizar esse comportamento, a relação entre o diâmetro do tubo e a espessura do flange deve ser pequena.

O último modo de falha é o escoamento do tubo propriamente dito. Nos cálculos das normas, esse modo de falha não é contabilizado, pois considera-se que o tubo esteja atendendo à solicitação. Dessa maneira, a resistência do flange é a menor resistência alcançada entre os estados limites considerados anteriormente.

Feita a análise teórica, foi proposto um dimensionamento mais prático, para ser usado no dia-a-dia do calculista. Esse cálculo foi proposto em contrapartida ao cálculo inicial, uma vez que esse considerava a flexão da parede do tubo, aumentando a complexidade da formulação.

Por fim, foi feita uma análise numérica utilizando o software Ansys, para validar os resultados. Modelou-se apenas um setor circular da ligação, fazendo considerações de simetria, e, assim como Rockey e Griffiths (1970), o modelo foi gerado com elementos sólidos, demonstrando bons resultados na fase elástica do gráfico tensão–deformação.

No trabalho desenvolvido por Samarra (2007), foi estudada uma cobertura metálica de 900m<sup>2</sup>. Nesse estudo, além de ser explicado todo o correto dimensionamento de uma estrutura metálica, também foi explicada a sua montagem, desde o transporte até a execução das ligações, demonstrando a sua importância na segmentação da estrutura. Quanto à ligação flange, o dimensionamento feito foi o proposto pelo CIDECT.

Na sequência, temos o artigo de Couchaux, Hjjaj e Ryan (2010a). A referência sugere que as partes tracionadas do flange podem ser tratadas como *L-Stub*s ou *T-Stub*s, demonstrando que o contato entre as placas tem uma participação significativa no seu comportamento elástico. A peça também foi modelada via elementos finitos, e, como nas referências anteriores, teve seus resultados comparados com o estudo analítico.

Foi demonstrado, assim como em Santos (2003), que o efeito *prying* é muito mais significativo em flanges com placas finas. Confirmando a afirmação de Hirose e Kato (1985), esse efeito é muito importante para as ligações flange, uma vez que aumenta de forma significativa a solicitação no parafuso, reduzindo a resistência última da ligação.

Em algumas referências estudadas pelo autor em questão, o efeito *prying* foi simulado por meio de uma força concentrada, aplicada na borda da placa, ou próxima da borda, e também por meio de uma distribuição linear da pressão de contato. Entretanto, Couchaux et al. (2009) e Couchaux, Hjjaj e Ryan (2010b) demonstraram a distribuição dos esforços oriundos do efeito alavanca não acontecem dessa maneira, mas sim como na maneira descrita na Figura 3.13.

Assim como em Rockey e Griffiths (1970), o modelo numérico apresentou boa concordância com os resultados analíticos no trecho linear do diagrama tensão x deformação. Quando a resistência plástica é atingida, em geral as deformações plásticas não são grandes, dessa forma, a distribuição da pressão de contato pode ser, de forma razoável, obtida via análise elástica.

Como discutido em Couchaux, Hjjaj e Ryan (2010b), a referência em questão considera quatro modos de ruptura para a ligação *L-Stub*, colapso do flange por flexão, ruptura dos parafusos com a ocorrência do efeito alavanca, ruptura dos parafusos com separação total das placas e ruptura do tubo.

Na modelagem analítica, o parafuso foi considerado como uma mola, fixada em apoios rígidos nas extremidades. Também foram aplicadas duas forças pontuais na borda do furo, representando a reação da cabeça do parafuso, e uma força concentrada e um momento pontual na extremidade da viga, simulando a ação do tubo na placa. Conforme a imagem posterior.

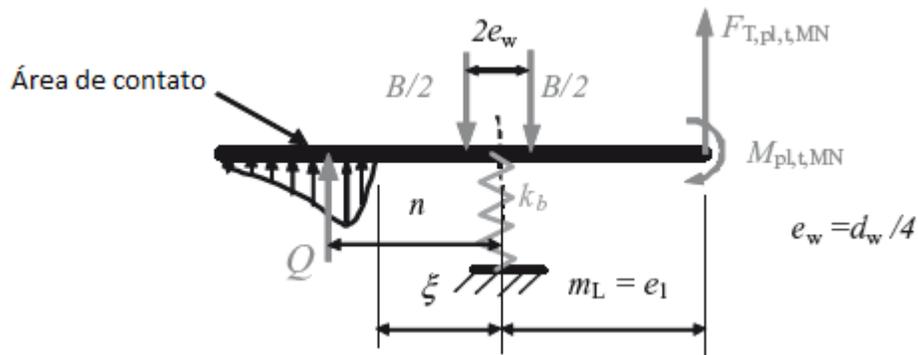


FIGURA 3.13 Modelagem analítica  
 Fonte: Adaptado de Couchaux, Hjjaj e Ryan, 2010a.

Como é possível constatar na Figura 3.13, a distribuição da força *prying* não é linear, o artigo explica que a distância  $n$ , depende da rigidez relativa entre o tubo e a placa do flange. Uma vez que essa distância representa o braço de alavanca da força *prying* agindo no parafuso, torna-se interessante que esse braço seja o menor possível, ou seja, essa constatação confirma a sugestão do AISC, a distância  $e_2$ , do eixo do parafuso à borda da placa, deve ser a menor possível para minimizar a tração no parafuso.

Explicando os modos de falha citados anteriormente, a ruptura devido ao escoamento do flange acontece quando a tração causa um momento plástico na linha dos parafusos. Quando os parafusos rompem antes do flange, observa-se que a força *prying* está bastante próxima da borda da placa, ou é nula, caso em que a placa é espessa. Dessa forma, a referência sugere que a distância  $e_2$  seja  $1,2 \times d_0$ , sendo  $d_0$  o diâmetro do parafuso, fornecendo uma relação entre a sollicitação de tração no parafuso e sua resistência de 0,9.

Para comparação, também foi gerado um modelo numérico. Devido à simetria, apenas um quarto da ligação foi simulada, usando elementos tridimensionais, sendo o processamento feito pelo Ansys. Para simular a simetria, foram usados elementos de contato rígidos, e para o contato entre flanges, foram usados elementos flexíveis.

Por fim, foi feita a comparação entre o modelo numérico e o analítico. Outras referências variaram diversas dimensões do flange, entretanto, Couchaux, Hjiáj e Ryan (2010a) variaram apenas a espessura da placa, de 8 mm a 35 mm. No gráfico da Figura 3.14, foram apresentados os modos de falha 1 e 2, sendo o primeiro referente ao escoamento da placa, para flanges finos, e o segundo à ruptura dos parafusos, para flanges espessos. Nota-se que a partir de certa espessura da placa, essa não mais influencia a resistência da peça.

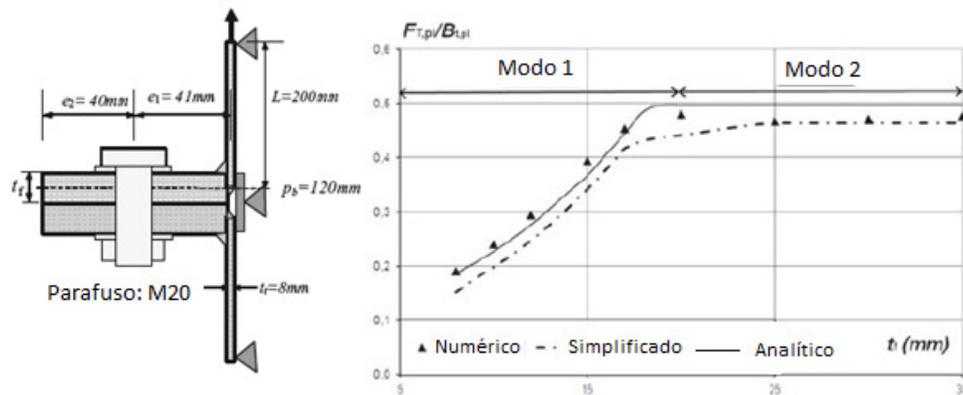


FIGURA 3.14 Parâmetros de ensaio  
 Fonte: Adaptado de Couchaux, Hjjaj e Ryan (2010a).

O artigo seguinte faz parte do mesmo estudo do anterior, Couchaux et al. (2009), trata da influência do contato entre as partes ligadas na resistência última da ligação. Criou-se um modelo que simula o contato entre uma viga e uma fundação rígida, com isso, considera-se o contato entre as partes do flange, simulando o comportamento elástico dessa conexão.

De início foi explicado o que representa a força *prying*, como e porque ela acontece, em quais ligações ela acontece e sua influência na rigidez da ligação, também afirma que a simulação da *L-Stub* é semelhante à do *ringflange*. Cita diversos estudos feitos por outros autores, principalmente sobre a forma da distribuição da força *prying* e sobre como isso foi simulado.

O problema, analisado pelo modelo mecânico é composto por uma viga apoiada em uma fundação infinitamente rígida. Constatou-se que a viga clássica de Bernoulli não era adequada quando a fundação é rígida, dessa forma, a fundação passou a ser elástica, assim, o modelo proposto fornece a pressão de contato onde a viga entra em contato com a fundação.

Usando a ligação *L-Stub*, o modelo abaixo foi proposto para estudar ligações flanges com tubos grandes. É interessante notar a representação do parafuso por uma mola, a consideração da simetria com os apoios e a zona de contato, distante  $\xi$  do eixo do parafuso. Esse modelo é adequado para simular o flange vazado, mas nada é dito sobre a simulação do flange inteiro.

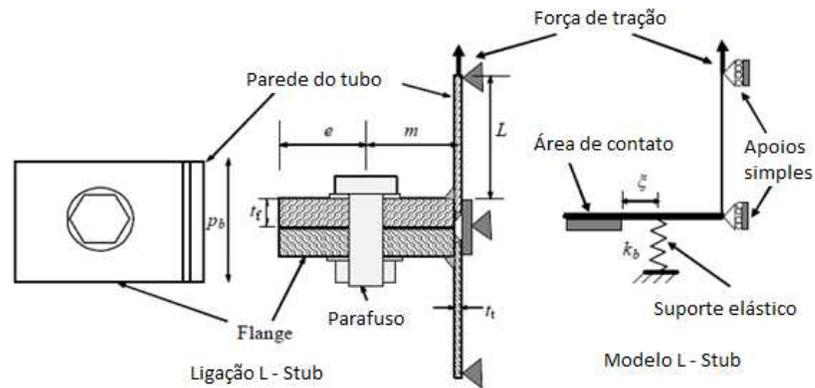


FIGURA 3.15 Ligação *L-Stub*  
 Fonte: Adaptado de Couchaux et al., 2009.

Na zona de contato, a solicitação existente vem da interação entre as placas. Por outro lado, fora dessa zona, a placa é solicitada pelo parafuso e pelo tubo, sendo que a viga que simula a placa é fixada ao tubo. Com essas considerações, encontrou-se a posição da interface entre a parte em contato e a que não está em contato. Porém, as expressões obtidas são bastante complexas, exigindo métodos iterativos para sua solução, o que levou os pesquisadores a propor um método simplificado.

A título de comparação foi gerado um modelo numérico. Utilizando o software Ansys, a ligação *L-Stub* teve apenas um quarto simulado, devido à simetria, para o flange, a referência recomendou que fosse feita apenas metade, devido à mesma razão. A distribuição dos elementos de contato e o tipo foram iguais aos propostos por Couchaux, Hjiáj e Ryan (2010a) e não foi considerada protensão nos parafusos.

Três modelos foram ensaiados a fim de confirmar a influência da rigidez entre a placa e o parafuso na resistência da peça. O gráfico a seguir mostra a evolução da posição da força *prying* em relação ao eixo do parafuso, distância  $\eta$ , em função da espessura do flange. Observou-se que quanto mais espesso o flange, mais distante do parafuso o efeito alavanca acontece, e que para flanges mais finos, o modelo analítico simplificado se afasta do numérico, possivelmente devido ao comportamento plástico do flange nessas condições. Também se comprovou que a força *prying* aumenta quando a relação entre a rigidez da placa e a rigidez do parafuso aumenta,

confirmando o proposto por Rockey e Griffiths (1970), de que a ligação deve ter certa proporção entre suas dimensões para ter um bom desempenho.

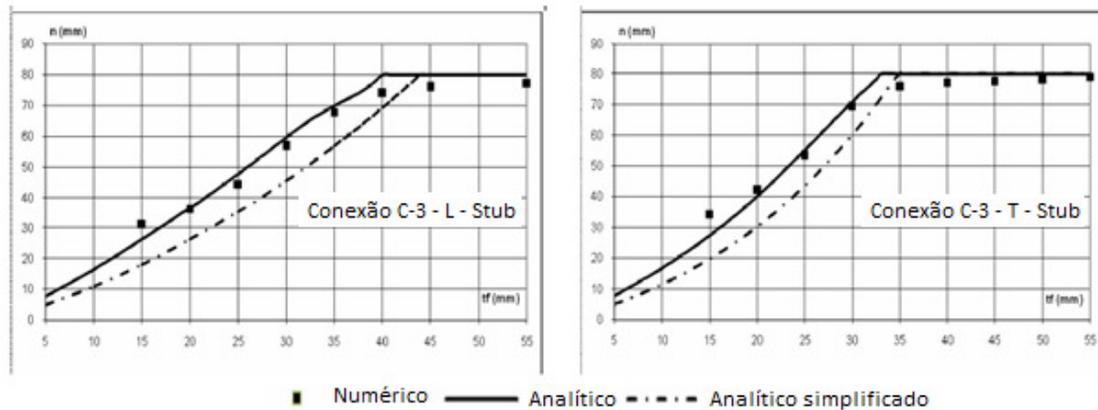


FIGURA3.16 Posição da força *prying*  
 Fonte: Adaptado de Couchaux et al., 2009.

Continuando, Couchaux et al. (2009) tratam do efeito da fadiga na solda das ligações tubulares, que pode causar o colapso da ligação, na medida em que a falha em um ponto se propaga. Esse estudo pode ser feito por formulações baseadas em experimentos, ou via elementos finitos. Nessa referência a ligação foi modelada no Ansys, invés de simular o cordão de solda, o tubo foi conectado diretamente na placa.

A referência a seguir, Kim e Madugula (2010), trata de um tipo diferente de flange, visto que o diâmetro do tubo é muito menor que o da placa, são usados quatro parafusos espaçados em duplas com  $180^\circ$ , a placa é bastante espessa e o tubo maciço. Apesar dessas diferenças, esse artigo também trata do efeito *prying*, explicando o seu efeito na resistência da ligação via análise experimental, não foi feita modelagem numérica.

Os parafusos são protendidos, sendo essa força vencida na medida em que a solicitação de tração é aplicada, paralelamente a isso, o efeito alavanca começa a se desenvolver, aumentando a solicitação no parafuso. Dessa forma, a força *prying* deve ser considerada, visto que se negligenciada pode causar o colapso da ligação, sendo permitida no dimensionamento uma relação entre as forças de contato e a aplicada de 30%, essa mesma relação é citada em Requena e

Santos (2007) e CIDECT. Em flanges espessos, esse efeito pode ser desprezado, como explicado em outras referências.

Na fase experimental, foram ensaiados 12 flanges, com uma placa de 19 mm e parafusos ASTM A325, a rigidez entre a placa e os parafusos foi ajustada de tal forma que cause a falha nos parafusos antes o flange. Para a protensão, foi aplicada uma carga de 110kN. O equipamento onde a ligação foi ensaiada tem capacidade para 600kN, sendo que a carga foi aplicada em parcelas iguais de 30kN, até o rompimento.

Com os resultados, foi obtido um gráfico que compara a força última no parafuso, segundo várias rotinas de cálculo, inclusive a proposta na referência, sendo essa última a que melhor se aproximou dos ensaios. A rotina de cálculo proposta resultou dos ensaios feitos.

Durante o experimento, foi traçado um gráfico da relação entre a força *prying* e a força aplicada, em função da força aplicada por parafuso. Nesse gráfico (Figura 3.17) é possível ver o momento em que a força *prying* começa a se desenvolver, e alcança seu máximo quando a carga no parafuso atinge a protensão, 110kN, começando a reduzir depois desse ponto, visto que o parafuso começa a se alongar, separando as placas. É interessante notar o comportamento não linear da força *prying* quando sua taxa atinge 10% da carga aplicada na ligação.

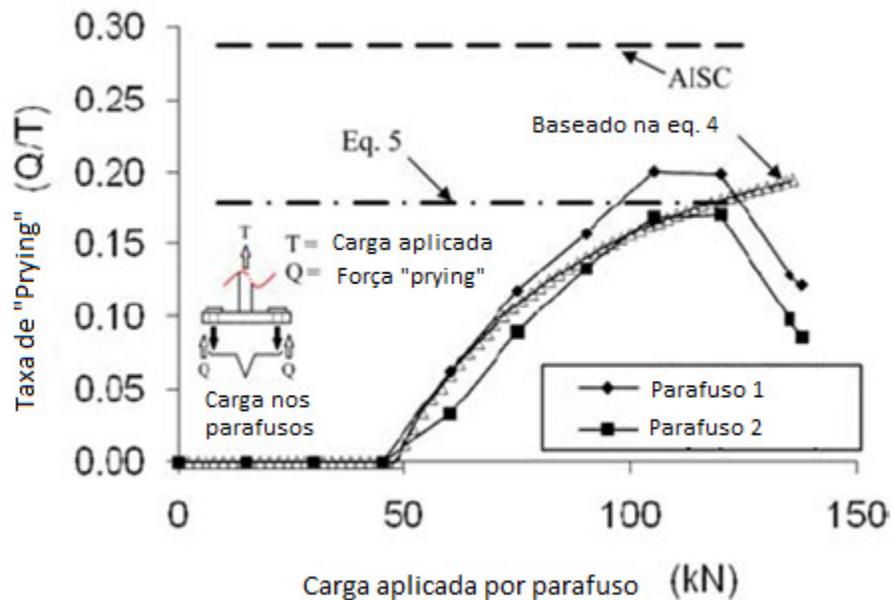


FIGURA 3.17 Ocorrência do efeito alavanca  
 Fonte: Adaptado de Kim e Madugula, 2010.

Salem, Hadjisophocleous e Zalok (2012) apresentam uma ligação flange submetida a momento, em situação de incêndio. Essa ligação foi modelada no software de análise via elementos finitos Abacus, sem considerações de simetria e usando elementos tridimensionais tipo C3D8R. Nessa referência, os parafusos e a solda foram modelados.

Seguem algumas imagens sobre a utilização e montagem do flange.



FIGURA3.18Entrada de acesso, Curitiba-PR  
Fonte: Santos, 2003.



FIGURA3.19 Detalhe da ligação flange  
Fonte: Santos, 2003.

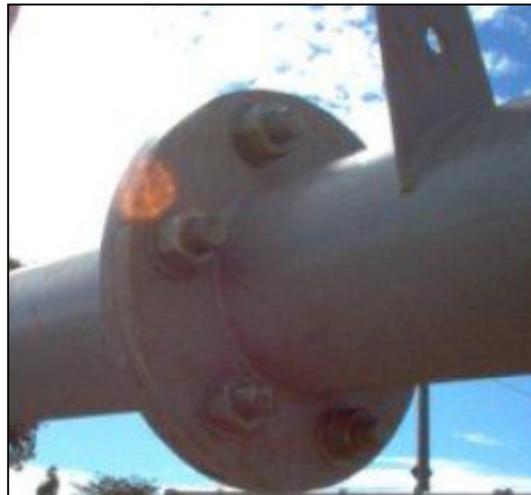


FIGURA3.20 Ligação flange, Unicamp, Campinas-SP  
Fonte: Samarra, 2007.



FIGURA3.21 Preparação da treliça, Unicamp, Campinas-SP  
Fonte: Samarra, 2007.



FIGURA3.22 Execução da ligação flange, Unicamp, Campinas-SP  
Fonte: Samarra, 2007.

Por fim, apenas uma das referências demonstrou o dimensionamento quando a tração é excêntrica. Segundo Wardenier et al. (2010) quando o flange está solicitado por tração e momento fletor, recomenda-se a adoção de uma força de tração equivalente, baseada na máxima tensão da seção, segue a expressão para a força equivalente.

$$F_{equiv} = \left( \frac{N}{A} \pm \frac{M_1}{W} \pm \frac{M_2}{W} \right) \times A$$

Entretanto, segundo a mesma fonte, esse dimensionamento é conservador, uma vez que considera a maior tensão atuante na seção do tubo como sendo a tensão atuante em toda a seção, desconsiderando a posição da linha neutra.



## 4 LIGAÇÃO FLANGE

### 4.1 Mecanismo

A força de tração aplicada no tubo é distribuída uniformemente ao longo da sua seção. Essas tensões caminham para a solda, que por sua vez as transmite para a placa do flange, causando sua flexão, sendo a curvatura por flexão função da rigidez da placa e do parafuso (COUCHAUX et al., 2009). O Flange deslocado transmite a solicitação para as arruelas, que a conduz para os parafusos, esses parafusos tracionados estão solidarizados com as porcas do lado oposto, que em contato com as arruelas, transmitem a solicitação para a placa do flange, completando o mecanismo da ligação.

No caso da solicitação excêntrica, o caminho das tensões é o mesmo, com a diferença de que os deslocamentos não são mais simétricos, devido à posição da linha neutra, chegando a comprimir alguns parafusos.

### 4.2 Efeito *Prying*

Quando a ligação flange é submetida ao carregamento axial de tração, dependendo da relação entre a rigidez do parafuso e da placa (COUCHAUX et al., 2009) podem ocorrer dois efeitos. O primeiro deles acontece quando a placa é bastante rígida, no momento em que a ligação é submetida à tração, as placas se separam completamente, alongando os parafusos. No segundo caso, quando a placa não é suficientemente rígida, ela sofrerá uma curvatura, alongando os parafusos e fazendo com que as placas opostas entrem em contato, provocando o efeito *prying*.

Na Figura 4.1b, está demonstrada a tensão de equilíbrio  $C_i$  aplicadas pela placa nos parafusos pré-tensionados, antes de ser considerada a solicitação na ligação. Uma vez aplicada a tração, essas tensões se redistribuem em função da rigidez da placa, no caso de placas espessas, como na Figura 4.1c, as pressões de contato tendem a reduzir até tornarem-se nulas, no momento em que a separação dos flanges for total. Nessa figura, é mostrada uma situação intermediária, entre o início da solicitação e a separação total das placas.

Para o caso dos flanges flexíveis, o mecanismo é diferente, a ligação torna-se mais econômica, entretanto, seu comportamento é mais complexo. Uma vez que a placa é mais fina,

logo mais flexível, sua deformação é maior que a deformação dos parafusos, causando pressões de contato entre as placas opostas, na região entre o parafuso e a borda da placa, como visto na Figura 4.1d. Essa situação é tomada como mais crítica, uma vez que o desenvolvimento dessas tensões de contato  $Q$ , ou tensões *prying*, provoca uma superposição de forças no parafuso, aumentando sua sollicitação.

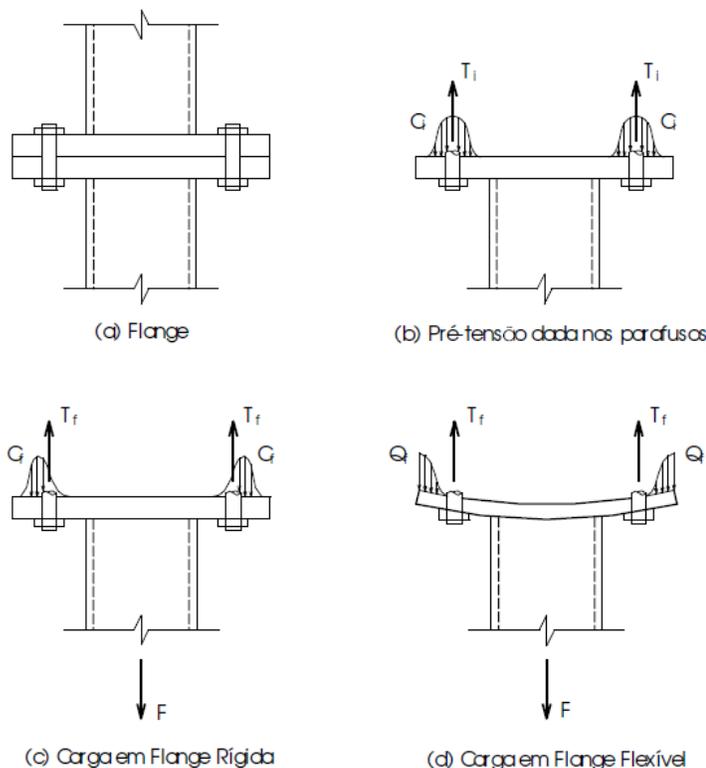


FIGURA 4.1 Comportamento dos flanges  
Fonte: Santos, 2003.

Portanto, tendo em vista que o efeito *prying* depende da rigidez da placa e do parafuso, é válido dizer que para flanges espessos, esse efeito pode ser desconsiderado (SANTOS, 2003). Por outro lado, em flanges flexíveis, esse efeito tem grande influência na deformação plástica da placa, além de contribuir significativamente no esforço atuante nos parafusos.

A fim de ilustrar a ocorrência do efeito *prying*, Santos (2003) demonstrou um mecanismo simplificado, onde metade do flange é apoiada em um suporte rígido. Inicialmente, a força  $T_i$ ,

oriunda da pré-tensão dada no parafuso, é equilibrada pela força  $C$ , após a aplicação da sollicitação de tração, de valor  $2F$ , o mecanismo começa a se desenvolver, como na Figura 4.2b.

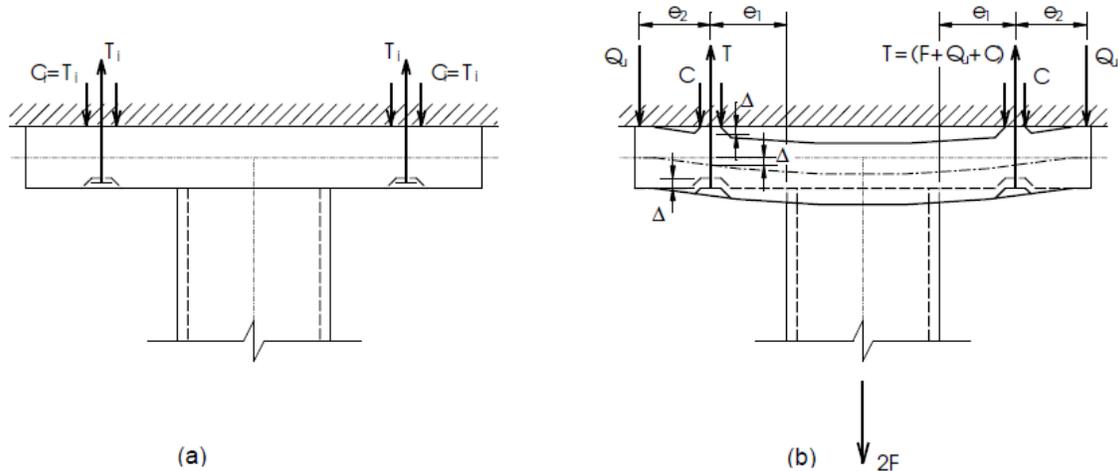


FIGURA 4.2 Mecanismo de ocorrência do efeito *prying*  
 Fonte: Santos, 2003.

Com a deformação da placa, começa a atuação das forças *prying*. A distribuição correta dessas forças para os flanges estudados nesse trabalho é desconhecida, assim, o ponto de aplicação considerado é a extremidade da placa, à distância  $e_2$  do eixo do parafuso, o qual é bastante adequado para flanges flexíveis, visto que as tensões se concentram na extremidade, para os flanges espessos essa aproximação perde a precisão.

É recomendado por Santos (2003) que esse modelo seja usado apenas para sollicitações elevadas, capazes de deformar a placa elasticamente. Na Figura 4.3 é detalhado um trecho do flange com a ocorrência do efeito *prying*, são demonstradas as forças participantes do mecanismo e o diagrama de momento da extremidade da placa até a borda do tubo. Na Figura 4.3b, o momento plástico,  $M_p$ , é atingido, e a parte hachurada mostra a redistribuição das tensões. As dimensões “a” e “b” representam, respectivamente, a distância do parafuso à borda da placa e a distância do parafuso à face do tubo, equivalente à dimensão “ $e_1$ ” da Figura 4.4.

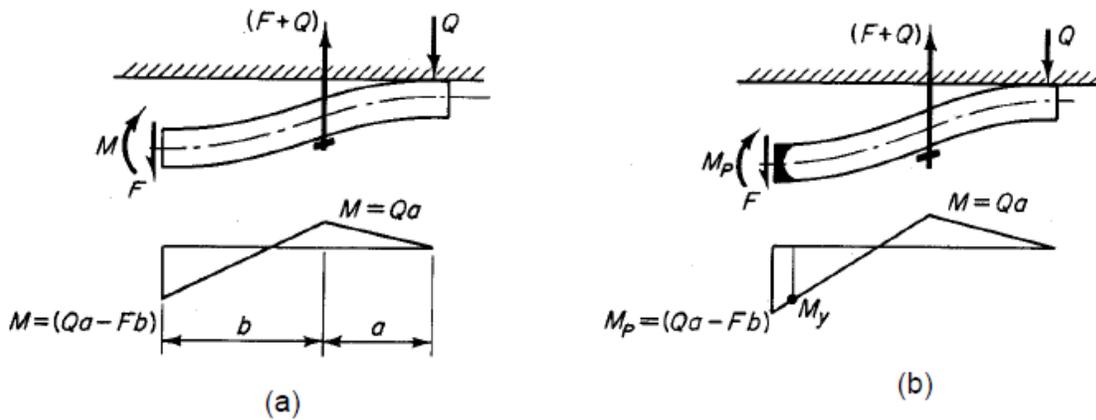


FIGURA4.3 Detalhe da ocorrência do efeito *prying*  
 Fonte: Adaptado de Santos, 2003.

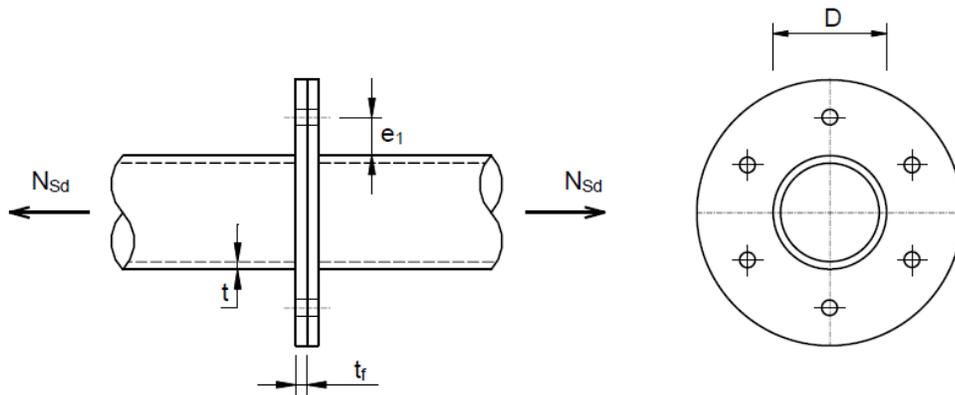


FIGURA4.4 Dimensões da ligação  
 Fonte: Santos, 2003.

A norma brasileira de estruturas metálicas, NBR8800:2008, também fornece algumas considerações sobre o efeito alavanca, no capítulo sobre ligações. É explicado que caso não seja feita uma análise mais rigorosa da ligação para considerar o *prying*, como nesse trabalho, algumas condições devem ser satisfeitas.

Uma delas é que, na determinação da espessura da placa, deve ser considerado o momento resistente plástico,  $M_{Rd,pl} = Z \times f_y$ , e a resistência à tração dos parafusos deve ser reduzida em 33%, essa redução também está inclusa na fórmula do CIDECT. Alternativamente, pode-se considerar o momento resistente da placa como o momento resistente elástico,  $M_{Rd,el} = W \times f_y$ , e uma redução de 25% na resistência dos parafusos. As dimensões principais da ligação estão na Figura 4.5.

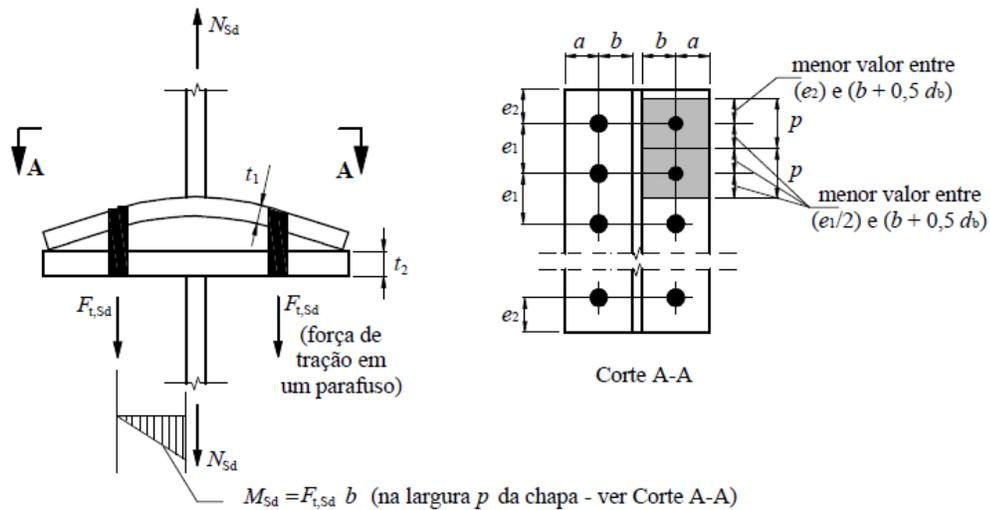


FIGURA4.5 Efeito alavanca  
Fonte: NBR8800:2008.

A referência seguinte, Pfeil (1976), é baseada no AISC, para o caso de parafusos de alta resistência, a força  $F+R$  pode atingir 75% da capacidade da peça, e as tensões de flexão na placa são observadas na linha do parafuso e na linha onde começa o filete, podendo atingir 75% da tensão de escoamento da placa.

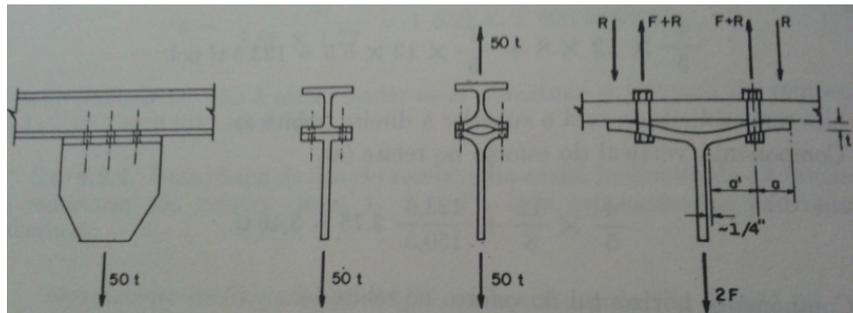


FIGURA4.6 Exemplo do efeito prying  
Fonte: Pfeil, 1976.

Para melhor visualização da influência da dimensão  $e_1$  no dimensionamento do flange, ou na distância entre o eixo do parafuso e a face do elemento conectado, distância  $b$  na Figura 4.5, será feita uma analogia com uma viga em balanço. Analisando uma viga em balanço com uma carga pontual na extremidade, representando a tração no parafuso, e sendo o comprimento dessa viga a distância  $e_1$ , conclui-se que quanto maior o comprimento da viga, maior o momento no

engaste, ou seja, quanto maior a distância  $e_1$ , maior o momento na seção da placa próxima à base do tubo, logo, aplaca deve ser mais espessa.

Essa relação está implícita no fator  $f_3$  do CIDECT. Analisando a Figura 4.7, temos a relação  $\frac{d_1 - t_1}{d_1 - t_1 + e_1}$  na abscissa do gráfico, usada como parâmetro para o cálculo do adimensional  $f_3$ , essa relação exprime uma proporção entre o diâmetro do tubo e da placa, demonstrada na mesma figura. Pelo gráfico do CIDECT, é evidente que essa relação geométrica e o adimensional são diretamente proporcionais, uma vez que quanto menor a dimensão  $e_1$ , maior o adimensional, logo, pelo cálculo da espessura do flange no Item 5.2, a espessura da placa será menor.

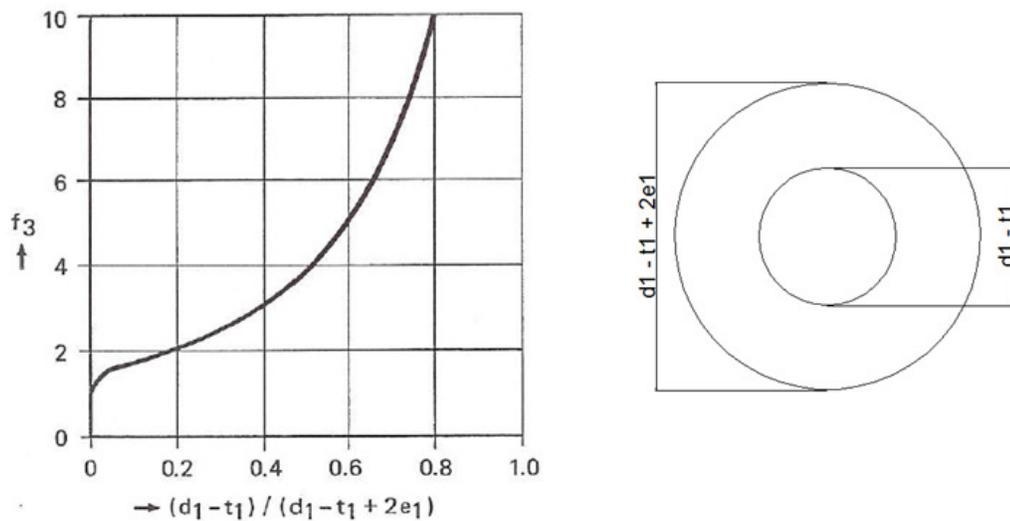


FIGURA 4.7 Gráfico e proporção do fator  $f_3$

### 4.3 Cálculos Propostos pela Bibliografia

A primeira proposta de cálculo foi sugerida por Rockey e Griffiths (1970), na qual foram analisados três modos de falha: falha no tubo, a certa distância da zona afetada pelo calor da solda; falha nos parafusos; e falha do flange, quando ela ocorre na solda ou próximo dela. Seguem algumas imagens.

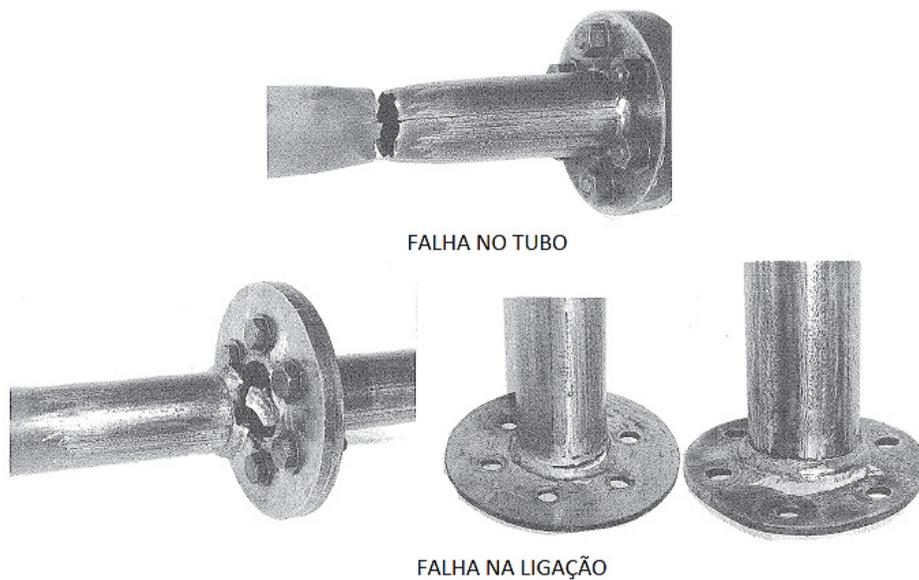


FIGURA4.8 Diferentes modos de falha  
 Fonte: Adaptado de Rockey e Griffiths, 1970.

O cálculo sugerido por essa referência é bastante empírico, baseado em tabelas criadas pelos autores e feito para o flange vazado, entretanto, é interessante comparar com as referências atuais, para verificar a evolução da análise.

Primeiro deve-se escolher um tubo com diâmetro externo e espessura adequada para a solicitação atuante, usar parafusos de alta resistência, cujo diâmetro vai depender do valor do parâmetro adimensional,  $\frac{c}{d_b}$ , distância da face externa do tubo ao eixo do parafuso, sobre o diâmetro do parafuso. Com esse adimensional, todas as outras dimensões da ligação são obtidas por gráficos ou tabelas, e para qualquer ligação que não respeite os adimensionais, Rockey e Griffiths (1970) sugerem que devem ser feitos ensaios.

A segunda proposta de cálculo vem de Hirose e Kato (1985). Esse autor sugere dois dimensionamentos, um mais complexo, baseado na teoria das linhas de ruptura, e outro simplificado, baseado nas análises experimentais feitas, que deve ser usado sempre que a diferença de peso da ligação não for significativa.

É comum a todas as referências atuais os estados-limites a seguir, são eles: Ruptura do cordão de solda, escoamento da placa do flange e ruptura dos parafusos, existindo apenas algumas

diferenças nas recomendações. É interessante citar os estados limites considerados por Couchaux, Hjjaj e Ryan (2010b). São eles: Escoamento da placa do flange, ruptura dos parafusos com ocorrência do *prying*, ruptura dos parafusos sem ocorrência do *prying* e falha do tubo, supõe-se que a solda atenda à solicitação.

A referência propõe inicialmente um dimensionamento bastante complexo, considerando o momento na parede do tubo, porém, para facilitar o cálculo da ligação, também propôs um dimensionamento prático, considerando o escoamento do flange e escoamento dos parafusos na presença no efeito alavanca, seguem as expressões. Será mostrada apenas uma parte do cálculo, visto que ela explica a obtenção do fator  $f_3$ .

O fator adimensional é obtido no modo de falha 1, escoamento do flange, nele ocorre um mecanismo plástico circular que envolve toda a circunferência do flange, nesse mecanismo, o momento máximo na placa é:

$$M_r(R_b) = -M_{pl,f}$$

$R_b$ : raio do círculo dos furos

$$M_{pl,f} = \frac{f_{y,f} \times t_f^2}{4}: \text{ momento plástico da placa por unidade de comprimento}$$

Nesse modo de falha, a força axial de tração no tubo é denominada  $N_{T,1,pl}$ , sendo:

$$N_{T,1,pl} = \frac{2 \times \pi \times [M_{pl,f} \times (1 + k_1) + M_r(R^+)]}{k_1}$$

$k_1 = \ln \frac{R_b}{R}$ : sendo R o raio externo do tubo

$M_r(R^+) = M_{pl,f}$ : para *blank flange*

Dessa forma, usando a força axial de tração no tubo, e o momento plástico resistente da placa, a referência mostra o valor do adimensional  $\eta_1$ :

$$\eta_1 = \frac{N_{T,1,pl}}{2 \times \pi \times M_{pl,f}}$$

Desenvolvendo a expressão anterior, e analisando o gráfico gerado por ela, conclui-se que o fator adimensional  $\eta_1$ , é o fator adimensional  $f_3$ , usado pelas outras referências. Segue o desenvolvimento.

$$\eta_1 = \frac{N_{T,1,pl}}{2 \times \pi \times \frac{f_{y,f} \times t_f^2}{4}} \rightarrow \eta_1 = \frac{N_{T,1,pl} \times 2}{\pi \times f_{y,f} \times t_f^2} \rightarrow t_f^2 = \frac{N_{T,1,pl} \times 2}{\pi \times f_{y,f} \times \eta_1}$$

$$t_f = \sqrt{\frac{2 \times N_{T,1,pl}}{\pi \times f_{y,f} \times \eta_1}}$$

Assim, comparando-se a expressão anterior com a expressão usada pelo CIDECT para calcular a espessura da placa, podemos dizer que  $\eta_1 = f_3$ . Segue o gráfico proposto por Couchaux, Hjiáj e Ryan (2010b) para o cálculo de  $\eta_1$ .

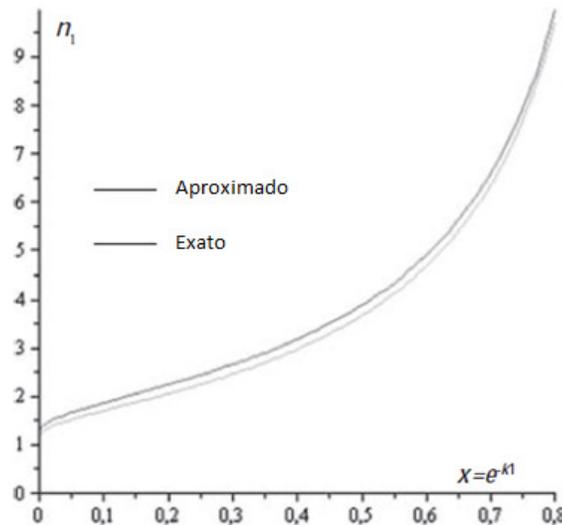


FIGURA4.9 Gráfico do fator  $\eta_1$   
Fonte: Adaptado de Couchaux, Hjiáj e Ryan, 2010b.

Na sequência, foimostrado o cálculo prático proposto por essa referência

Escoamento do flange:

$$N_{T,1,pl} = 2 \times \pi \times M_{pl,f} \times \left(1 + \frac{2}{k_1}\right) \leq M_{pl,f} \times n_b \times \min \left(4 \times \pi; 2 \times \pi + 4 \times \frac{e'}{m}\right)$$

Escoamento dos parafusos:

$$N_{T,2,pl} = 2 \times \pi \times M_{pl,f} \times \left(1 + \frac{2}{k_3}\right) + \sum F_{t,pl} \times \left(1 - \frac{k_1}{k_3}\right)$$

$e', m$ : Definidos conforme o Eurocode 3 (THE EUROPEAN UNION..., 2005).

$k_3 = \ln \frac{R_e}{R}$ : Sendo  $R_e$  o raio de aplicação da força *prying*

$F_{t,pl}$ : Força de tração resistente de cálculo de um parafuso

A próxima proposta será danorma brasileira de estruturas tubulares NBR16239 (ABNT, 2013), que propõe os estados-limites citados acima, sendo a solda dimensionada segundo a NBR8800 (ABNT, 2008). Segue o dimensionamento.

Para que não ocorra o escoamento do flange, sua espessura deve respeitar a expressão:

$$t_f \geq \sqrt{\frac{2 \times \gamma_{a1} \times N_{0,sd}}{\pi \times f_3 \times f_y}} \quad (1)$$

$$f_3 = \frac{1}{2 \times k_1} \times \left(k_2 + \sqrt{k_2^2 - 4 \times k_1}\right) \quad (2)$$

Sendo os parâmetros geométricos:

$$k_1 = \ln \left(\frac{r_2}{r_3}\right) \quad (3)$$

$$k_2 = k_1 + 2 \quad (4)$$

$$r_2 = \frac{D}{2} + e_1 \quad (5)$$

$$r_3 = \frac{D - t_0}{2} \quad (6)$$

Onde,  $D$  é o diâmetro externo do perfil tubular circular e  $e_1$  a distância da face externa do tubo e o eixo do parafuso (Figura 4.4) e também do eixo do parafuso à borda da placa, para reduzir o *prying*, segundo Packer, Sherman e Lecce (2010).

Para evitar a ruptura dos parafusos por tração, o número mínimo de parafusos deve ser 5, e é dado pela seguinte expressão

$$n \geq \frac{N_{0,sd}}{F_{t,Rd}} \times \left( 1 - \frac{1}{f_3} + \frac{1}{f_3 \times k_3} \right) \quad (7)$$

Onde  $F_{t,Rd}$  é a força de tração resistente de cálculo do parafuso, segundo a NBR8800 (ABNT, 2008).

$$k_3 = \ln \left( \frac{r_1}{r_2} \right) \quad (8)$$

$$r_1 = \frac{D}{2} + 2 \times e_1 \quad (9)$$

E a distância  $e_1$  deve atender a condição seguinte.

$$e_1 \geq \frac{1}{2} \times \left( \frac{3 \times d_b \times n}{\pi} - D \right) \quad (10)$$

Sendo  $d_b$  o diâmetro do parafuso. A expressão acima visa garantir que o espaçamento entre os furos seja maior ou igual a três vezes o diâmetro do parafuso, para ser possível executar a ligação. Segue a dedução da expressão:

$$e_1 \geq \frac{1}{2} \times \left( \frac{3 \times d_b \times n}{\pi} - D \right)$$

$$e_1 \geq \frac{3 \times d_b \times n}{2 \times \pi} - \frac{D}{2}$$

$$e_1 + \frac{D}{2} \geq \frac{3 \times d_b \times n}{2 \times \pi}$$

$$e_1 + \frac{D}{2} = R$$

$$2 \times \pi \times R \geq 3 \times d_b \times n \quad (11)$$

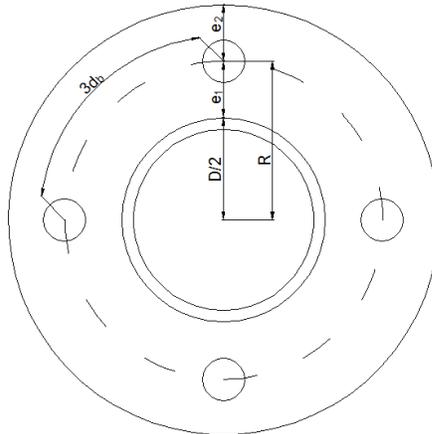


FIGURA4.10 Parâmetros de dedução da expressão (11)

Para o dimensionamento da solda, é considerado no Item 7.1.5 que a solda de ligação entre o tubo e a placa deve ser feita de acordo com a NBR8800 (ABNT, 2008).

Na sequência, a proposta de dimensionamento foi sugerida por Packer, Sherman e Lecce (2010). É recomendado que o espaçamento entre os parafusos, ao longo da circunferência, seja igual, e que a distância  $b$ , igual a distância  $e_1$ , deve ser a menor possível, considerando o espaço necessário para o aperto do parafuso e maior que 1 1/2". A distância  $a$ , equivalente a  $e_2$ , é considerada como sendo igual a distância  $b$ . Os estados-limites considerados são os mesmos.

Ainda segundo a mesma fonte, é explicado que devido à complexidade da análise considerando o efeito *prying* e a flexão da placa, torna-se difícil calcular a resistência nominal da ligação. Entretanto, algumas expressões são apresentadas para determinar a espessura da placa,  $t_f$ , a altura da solda  $w$  e o número de parafusos,  $n$ , obtido pela expressão (7), substituindo o fator  $k_3$  pelo seu valor  $\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)$ .

$$n \geq \frac{N_{0,sd}}{R_c} \times \left( 1 - \frac{1}{f_3} + \frac{1}{f_3 \times \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \right) \quad (12)$$

$$t_f \geq \sqrt{\frac{2 \times P_r}{c \times \pi \times f_3 \times f_{yp}}} \quad (13)$$

$$w \geq \frac{P_r \times \sqrt{2}}{F_{wc} \times \pi \times D} \quad (14)$$

Sendo  $P_r$  a solicitação de cálculo, conforme as combinações de cálculo segundo o conceito de estados limites (*Load Resistance Factor Design* – LRFD) ou tensões admissíveis (*Allowable Stress Desig* – ASD), e  $R_c$  a força de tração resistente de cálculo de um parafuso. Os fatores geométricos são os mesmos citados anteriormente.

LRFD	ASD
$c = \phi = 0.90$ $R_c = \phi r_n$	$c = \frac{1}{\Omega} \Rightarrow \Omega = 1.67$ $R_c = \frac{r_n}{\Omega}$

FIGURA4.11 Valores de cálculo para a resistência à tração do parafuso  
 Fonte: Adaptado de Packer, Sherman e Lecce, 2010.

Para o cálculo do fator  $f_3$ , também é usada a expressão (2), que é uma aproximação para o gráfico a seguir (Figura 4.12) semelhante ao gráfico usado pelo CIDECT (WARDENIER e CIDECT, 2008), Figura 4.13, diferindo apenas pela expressão usada no cálculo da abscissa, alterando levemente a curva obtida.

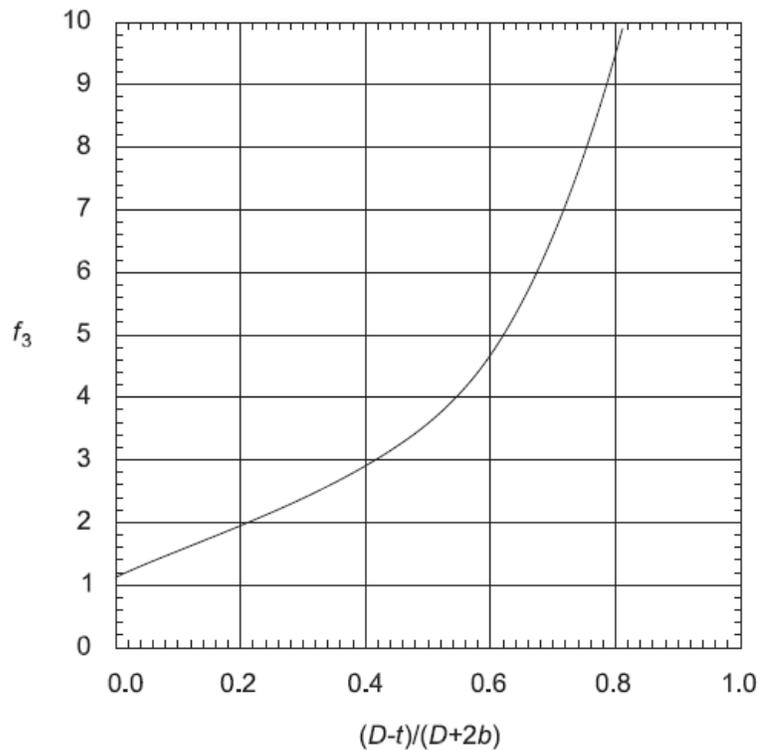


FIGURA4.12 Gráfico para o fator  $f_3$  pela AISC  
 Fonte: Packer, Sherman e Lecce, 2010.

Como referência para esse estudo, foi usado o dimensionamento proposto pelo CIDECT (WARDENIER e CIDECT, 2008), no qual é indicado que diversos estudos foram feitos para analisar o comportamento da ligação flange. Entretanto, para fins de praticidade, o procedimento de cálculo adotado foi o mesmo usado na norma japonesa de dimensionamento e fabricação de estruturas metálicas tubulares.

Implícito no detalhamento dessa ligação existe uma tolerância de ocorrência do efeito *prying*, onde a força devida causada por esse efeito não deve ultrapassar 1/3 da resistência do parafuso, tendo em vista que o escoamento do tubo deve ser desenvolvido. Os estados limites considerados na determinação desses detalhes são devidos à plastificação da placa do flange, e não devido à falha dos parafusos de alta resistência, por questões de segurança, uma vez que a falha nos parafusos é repentina. A padronização do detalhamento previsto para essa ligação, na Figura 4.14, serve apenas para os tubos STK400, com tensão de escoamento mínima de  $f_y = 235\text{MPa}$  e ruptura  $f_u = 402\text{MPa}$ , as placas SS400, com escoamento mínimo de  $f_y = 245\text{MPa}$  e parafusos F10T, semelhantes aos parafusos Classe 10.9, com ruptura mínima de  $981\text{MPa}$ .

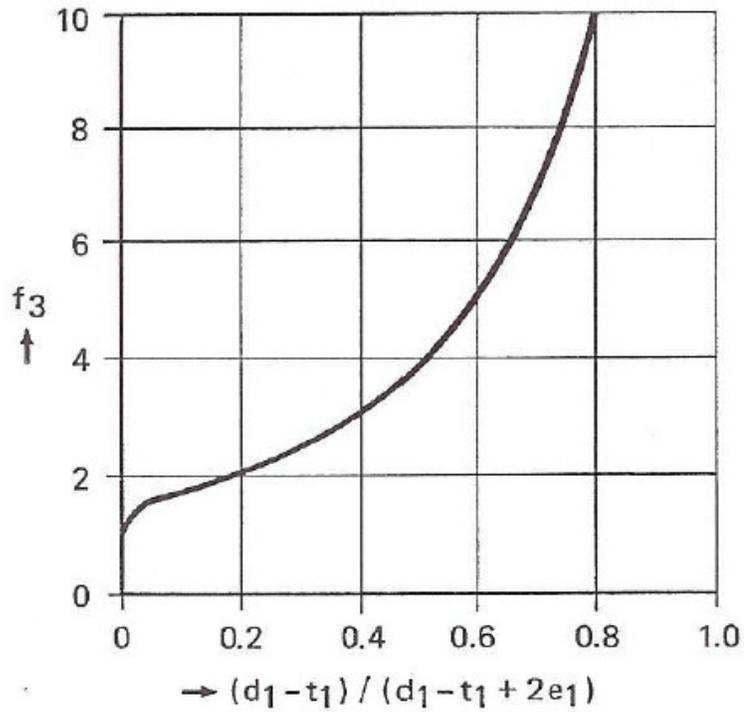


FIGURA4.13 Gráfico para o fator  $f_3$  pelo CIDECT  
 Fonte: Wardenier e CIDECT, 2008.

	Dimensões máximas do tubo $d_i \times t_i$ (mm)	Espessura da placa (mm)	Diâmetro do parafuso (mm)	Número min. de parafusos	Distância $e_1$ (mm)	Distância $e_2$ (mm)
	60.5 x 3.2 até 89.1 x 3.2	12	16	4	35	25
	89.1 x 4.2 até 101.6 x 3.5	16	16	4	35	25
	114.3 x 3.5	16	20	4	40	30
	139.8 x 4.0 165.2 x 4.0	16	20	6	40	30
	114.3 x 6.0 139.8 x 5.0	19	20	6	40	30
	165.2 x 5.0	19	20	8	40	30
	190.7 x 5.3 até 216.3 x 5.8	22	22	8	40	35
	216.3 x 8.2	25	22	12	40	35
	267.4 x 6.0	25	22	10	40	35
	267.4 x 6.6	28	22	10	40	35
	267.4 x 9.3	28	22	16	40	35
	318.5 x 6.0	25	24	10	45	40
	318.5 x 7.9	28	24	14	45	40
	318.5 x 10.3	28	24	18	45	40
	355.6 x 6.4	28	24	10	45	40
	355.6 x 9.5	32	24	18	45	40
406.4 x 6.4	28	24	16	45	40	

FIGURA4.14 Detalhes padrão para ligações flange  
 Fonte: Adaptado de Wardenier e CIDECT, 2008.

A espessura da placa pode ser determinada por uma expressão igual à expressão (1), usando o fator de segurança como  $\gamma_m = 1,1$ , e o fator  $f_3$  obtido pelo gráfico da Figura 4.13. Ressaltando a proximidade com que esse gráfico tem com o da Figura 4.12.

Outra recomendação, já citada em outras referências, é que a dimensão  $e_1$  deve ser mantida a menor possível, para minimizar o efeito *prying*, em torno de  $1,5 \times d \leq e_1 \leq 2 \times d$ , sendo  $d$  o diâmetro do parafuso, respeitando um espaçamento entre a porca e a solda de 5 mm. O número de parafusos pode ser obtido da seguinte expressão:

$$n \geq \frac{N_i \times \left[ 1 - \frac{1}{f_3} + \frac{1}{f_3 \times \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \right]}{0,67 \times T_u}$$

A qual é muito semelhante à expressão (7), diferenciando-se apenas pelo coeficiente de ponderação 0,67, que reduz em 33% a resistência última do parafuso à tração  $T_u$ , a fim de reservar 1/3 da resistência do parafuso para o *prying*, essa redução também é proposta na NBR8800 (ABNT, 2008). Os coeficientes  $r_1$  e  $r_2$  já foram definidos anteriormente.

A próxima rotina de cálculo é referente a Requena e Santos (2007). Nela, é permitida a ocorrência do efeito *prying* até o estado-limite, e sugere-se que a distância  $e_1$  respeite a condição  $1,5 \times d \leq e_1 \leq 2 \times d$ , igual a recomendação dada por Wardenier e CIDECT (2008), sendo a ligação dimensionada baseada no estado limite último de escoamento da placa de flange. Dentre as bibliografias estudadas, Samarra (2007) e Santos (2003) também usam a mesma rotina de cálculo.

A rotina de cálculo é igual à rotina sugerida na NBR16239 (ABNT, 2013) diferenciando-se nos coeficientes de ponderação para as resistências de cálculo, que seguem a antiga NBR8800/86, portanto não mais válidos, e na obtenção do fator  $f_3$ , que pode ser obtido pela expressão (2) ou pelo gráfico da Figura 4.13.

Recomenda-se que para obter flanges mais finas, a dimensão  $e_1$  deve ser a menor possível, tomando cuidado com a distância mínima para o aperto da porca, como sugestão, essa distância

deve ser maior que 5 mm, e as distâncias  $e_1$  e  $e_2$  devem ser iguais. Adicionalmente, os parafusos devem ser simétricos e com um mínimo de três.

Para o cálculo da solda nessa referência foi usada a antiga NBR8800/86, calculando as pernas de solda necessária, para o metal-solda e o metal-base, entretanto, como essa norma não é atual, o cálculo deve ser adaptado para a norma atual (ABNT, 2008).

O próximo dimensionamento a ser discutido é o proposto por Meyer (2002). Nesse dimensionamento, o cálculo proposto é exatamente o mesmo proposto por (Development, 2008), as recomendações quanto à quantidade mínima de parafusos e geometria da ligação são também extraídas da tabela da Figura 4.14.

A seguir, temos o cálculo proposto por Wardenier et al. (2010). A rotina sugerida é a proposta por Wardenier e CIDECT (2008), entretanto, há uma ilustração sobre dois modos de falha, a ruptura do parafuso e o escoamento da placa do flange, com duas diferentes formas de atuação do efeito *prying*. É interessante notar que o padrão de linhas de falha, *YieldLines*, da Figura 4.15 segue o mesmo padrão da Figura 3.5.

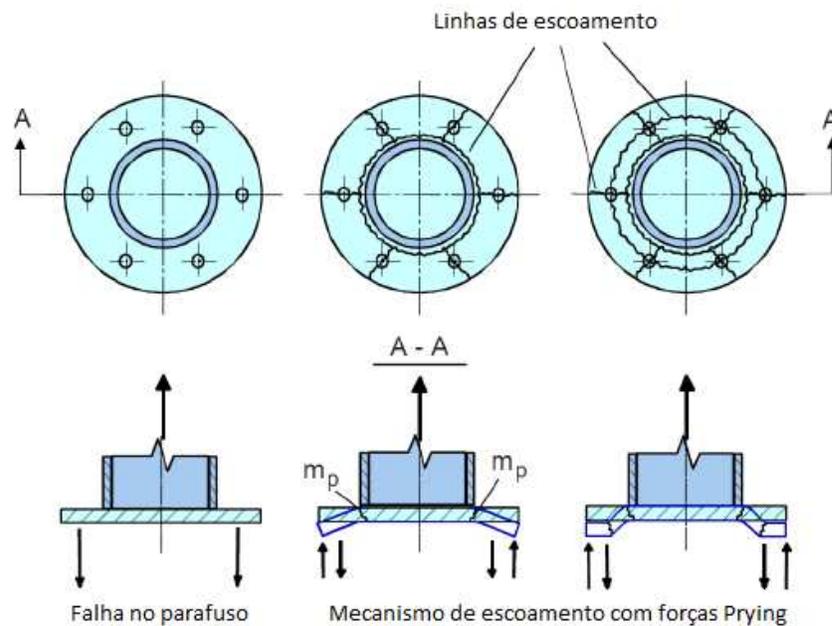


FIGURA 4.15 Modos de falha, ruptura do parafuso e efeito *prying*  
 Fonte: Adaptado de Wardenier et al., 2010.

A próxima referência é Couchaux, Hjiáj e Ryan (2010a). Nela, são sugeridos quatro modos de falha, dos quais o primeiro é o escoamento do flange na linha dos parafusos, sendo a formulação deduzida com base no momento causado pela solicitação na parede do tubo.

O segundo é a ruptura dos parafusos com o efeito *prying*. Sugere-se uma análise do parafuso diferente, considerando a interação entre a tração e a flexão no parafuso, explicando que quando a ruptura acontece nos parafusos, a força *prying* está, em geral, aplicada próxima a borda do flange.

O próximo modo de falha é a ruptura dos parafusos sem a força *prying*. Como já foi visto antes, acontece quando a placa é espessa, sendo a somatória da resistência à tração dos parafusos. Por fim, o último estado limite é a ruptura da parede do tubo.

## 5 CÁLCULO PROPOSTO – CARGA AXIAL

O dimensionamento proposto nesse trabalho segue como base o dimensionamento consagrado por Wardenier e CIDECT (2008). O método proposto adapta o dimensionamento do cordão de solda para a NBR8800/2008 e propõe uma abordagem analítica para o cálculo do fator  $f_3$ , baseado no gráfico da Figura 4.13, o que possibilitou obter um fator mais preciso, otimizando o dimensionamento.

A sequência de cálculo segue o caminho das tensões, começando pelo dimensionamento da solda, depois a placa, ao final os parafusos. Como foi dito anteriormente, os parafusos são considerados sem protensão inicial. Para a resistência do tubo, considerou-se que o tubo atende à sollicitação.

### 5.1 Dimensionamento da Solda

O tamanho mínimo da perna da solda deve respeitar a Tabela 10 da NBR8800/2008, e o tamanho máximo da perna deve respeitar o Item 6.2.6.2.2 da mesma norma. Caso a solda exceda a altura máxima, a solda deve ser especificada no desenho de projeto como reforçada, segundo a mesma norma.

Metal – solda, seguindo a Tabela 8 da NBR8800/2008:

$$F_{w,Rd} = \frac{0,6 \times A_w \times f_w}{\gamma_{w2}}; \quad A_w = \pi \times D \times h_{s1} \times \cos \alpha_s; \quad \alpha_s = 45^\circ$$

$$F_{w,Rd} = \frac{0,6 \times \pi \times D \times h_{s1} \times \cos \alpha_s \times f_w}{\gamma_{w2}} \leftrightarrow h_{s1} = \frac{N_{Sd} \times \gamma_{w2}}{0,6 \times \pi \times D \times \cos \alpha_s \times f_w}$$

$F_{w,Rd}$ : Força resistente de cálculo da solda

$N_{Sd}$ : Sollicitação axial de tração

$D$ : Diâmetro externo do tubo

$f_w$ : Tensão de ruptura da solda

$h_{s1}$ : Perna do filete

Sendo  $\gamma_{w2} = 1,35$  para combinações normais, especiais ou de construção, e  $\gamma_{w2} = 1,15$  para combinações excepcionais.

Metal – base, seguindo o Item 6.5.5 da NBR8800/2008

Estado-limite último de escoamento

$$F_{w,Rd} = \frac{0,6 \times f_y \times A_g}{\gamma_{a1}}; \quad A_g = \pi \times D \times h_{s2} \times \cos \alpha_s; \quad \alpha_s = 0^\circ$$

$$F_{w,Rd} = \frac{0,6 \times \pi \times D \times h_{s2} \times \cos \alpha_s \times f_y}{\gamma_{a1}} \leftrightarrow h_{s2} = \frac{N_{Sd} \times \gamma_{a1}}{0,6 \times \pi \times D \times \cos \alpha_s \times f_y}$$

$$\gamma_{a1} = 1,1$$

$f_y$ : Tensão de escoamento do metal – base

Estado-limite último de ruptura

$$F_{w,Rd} = \frac{0,6 \times f_u \times A_{nv}}{\gamma_{a2}}; \quad A_{nv} = A_g; \quad A_g = \pi \times D \times h_{s3} \times \cos \alpha_s; \quad \alpha_s = 0^\circ$$

$$F_{w,Rd} = \frac{0,6 \times \pi \times D \times h_{s3} \times \cos \alpha_s \times f_u}{\gamma_{a2}} \leftrightarrow h_{s2} = \frac{N_{Sd} \times \gamma_{a2}}{0,6 \times \pi \times D \times \cos \alpha_s \times f_u}$$

$f_u$ : Tensão de ruptura do metal – base

## 5.2 Escoamento da Placa do Flange

Nessa seção é apresentado o cálculo analítico do fator  $f_3$ , o qual possibilita uma automatização do cálculo. A formulação foi obtida com base em uma regressão não linear, feita usando os pontos dados pelo gráfico do CIDECT, resultando em um polinômio de 6º grau, demonstrado na Figura 5.1.

$$x = \frac{D - t}{D - t + 2 \times e_1}$$

Sendo:

$D$ : O diâmetro externo do tubo

$t$ : A espessura da parede do tubo

$$f_3 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x + 1,2107$$

$$t_f = \sqrt{\frac{2 \times N_{Sd} \times \gamma_{a1}}{f_{yp} \times \pi \times f_3}}$$

$f_{yp}$ : Tensão de escoamento da placa do flange

A Figura 5.1 apresenta o gráfico feito no Excel para a expressão analítica do fator  $f_3$ , mostrando o quanto a abordagem analítica se aproximou da original.

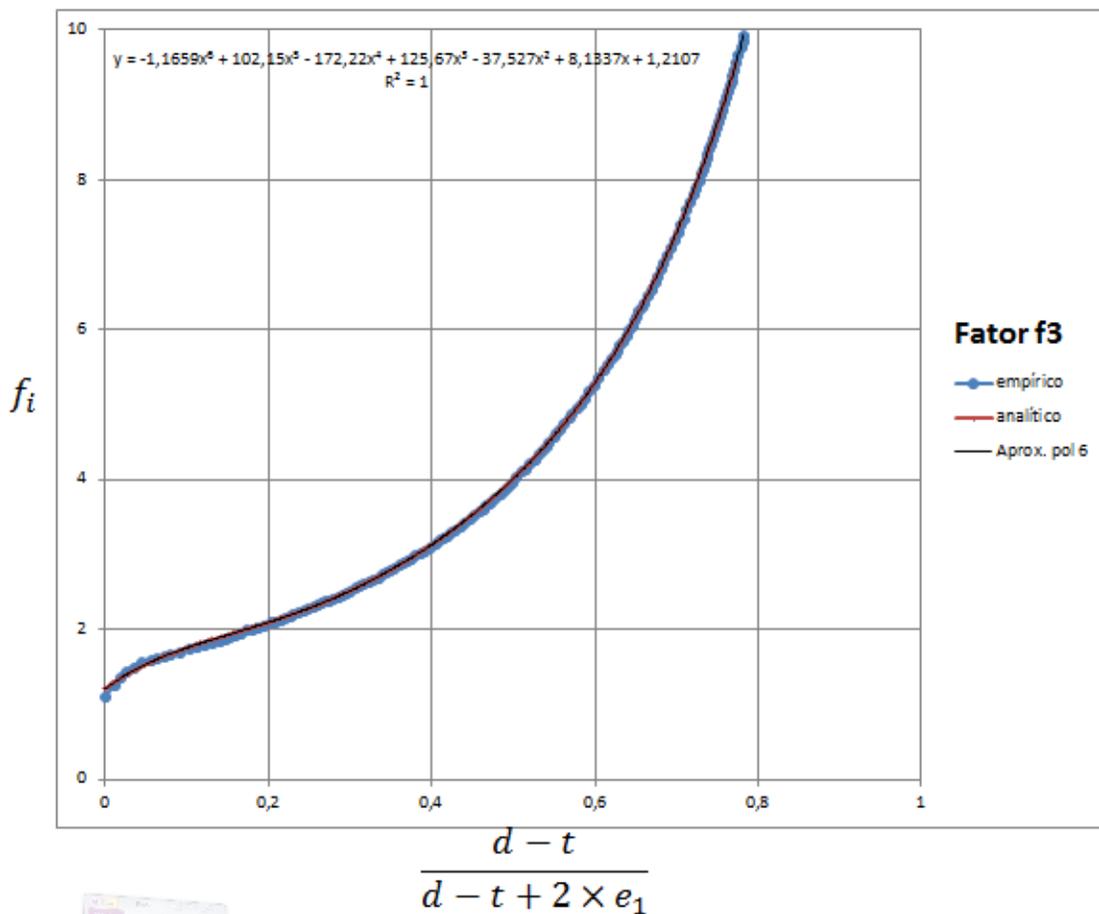


FIGURA 5.1 Gráfico proposto para obtenção do fator  $f_3$

### 5.3 Número de Parafusos

A força resistente de cálculo de um parafuso solicitado à tração é calculada pelo Item 6.3.3.1 da NBR8800/2008. Para o cálculo da quantidade necessária de parafusos na ligação, seguimos as recomendações de Wardenier e CIDECT (2008).

$$F_{t,Rd} = \frac{A_{be} \times f_{ub}}{\gamma_{a1}}$$

$f_{ub}$ : Resistência à ruptura do parafuso

$A_{be}$ : Área efetiva do parafuso

$$A_{be} = 0,75 \times A_b$$

$$A_b = 0,25 \times \pi \times d_b^2$$

$d_b$ : Diâmetro do parafuso

$$n \geq \frac{N_{Sd}}{F_{t,Rd}} \times \left( 1 - \frac{1}{f_3} + \frac{1}{f_3 \times \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \right)$$

Sendo os parâmetros geométricos.

$$r_1 = \frac{D}{2} + 2 \times e_1$$

$$r_2 = \frac{D}{2} + e_1$$

Ao contrário da formulação proposta pelo CIDECT, no cálculo da quantidade de parafusos não foi reservada 33% de sua resistência para o *prying*, reduzindo o número de parafusos e usando mais sua capacidade.

### 5.4 Recomendações

A primeira recomendação é sugerida por Packer, Sherman e Lecce (2010), segundo a qual devemos ter  $e_1 = e_2$ , para minimizar o efeito *prying*. Também sugerem que a dimensão  $e_1$  deve ser a menor possível, respeitando as condições  $1,5 \times d_b \leq e_1 \leq 2,0 \times d_b$  e  $e_1 >$

5mm. Adicionalmente, deve ser respeitada a expressão (10), mantendo o espaçamento radial entre os parafusos, e a quantidade mínima de cinco parafusos.

## 6 EXEMPLOS DE CÁLCULO

O primeiro exemplo de cálculo demonstrado será o estudado por Santos (2003). Vale a explicação de que a sequência de cálculo foi demonstrada exatamente como consta na bibliografia, mesmo tendo o cálculo da altura da solda e da resistência baseados na antiga NBR8800/86. Esses cálculos foram mantidos por dois motivos: para demonstração do cálculo antigo da ligação, e porque um dos objetivos do estudo é o cálculo do fator  $f_3$ . O cálculo da altura da solda e da resistência do parafuso foram apenas adaptados para a norma atual.

### 6.1 Cálculo Antigo

Nessa seção temos o exemplo de cálculo feito por Santos (2003).

- Características da ligação
  - TUBO VMB 350cor:  $f_y = 350MPa$
  - Seção do tubo: 168,3 x 7,1 mm
  - Tensão de escoamento da placa:  $f_y = 350MPa$
  - Tensão de ruptura dos parafusos ASTM A325:  $f_u = 825MPa$
  - Diâmetro do parafuso:  $d = 22,2mm$
  - Eletrodo E70xx:  $f_w = 485MPa$
  - Esforço de cálculo:  $N_{sd} = 1080kN$
- Escoamento da placa do flange

$$1,5 \times d \leq e_1 \leq 2,0 \times d \leftrightarrow 33mm \leq 40,4mm \leq 44mm$$

$$r_1 = \frac{D}{2} + 2 \times e_1 = \frac{168,3}{2} + 2 \times 40,4 \rightarrow r_1 = 164,95mm$$

$$r_2 = \frac{D}{2} + e_1 = \frac{168,3}{2} + 40,4 \rightarrow r_2 = 124,55mm$$

$$r_3 = \frac{D - t}{2} = \frac{168,3 - 7,1}{2} \rightarrow r_3 = 80,6mm$$

$$k_1 = \ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right) = \ln\left(\frac{124,55}{80,6}\right) \rightarrow k_1 = 0,43$$

$$k_3 = k_1 + 2 = 0,43 + 2 \rightarrow k_3 = 2,43$$

Assim, obtemos o valor do fator  $f_3$ :

$$f_3 = \frac{1}{2 \times k_1} \times \left( k_3 + \sqrt{k_3^2 - 4 \times k_1} \right) =$$

$$\frac{1}{2 \times 0,43} \times \left( 2,43 + \sqrt{2,43^2 - 4 \times 0,43} \right)$$

$$\rightarrow f_3 = 5,15$$

A espessura necessária do flange é:

$$t_f \geq \sqrt{\frac{2 \times N_{sd}}{\phi \times f_y \times \pi \times f_3}} = \sqrt{\frac{2 \times 1080}{0,9 \times 0,35 \times \pi \times 5,15}}$$

$$\rightarrow t_f = 20,59mm$$

- Quantidade de parafusos

$$n \geq \frac{N_{sd}}{\phi_t \times R_{nt}} \times \left( 1 - \frac{1}{f_3} + \frac{1}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \right) = \frac{1080}{179,63} \times \left( 1 - \frac{1}{5,15} + \frac{1}{5,15 \times \ln\left(\frac{164,95}{124,55}\right)} \right)$$

$$\rightarrow n = 9 \text{ Parafusos}$$

$$\frac{\pi \times (D + 2 \times e_1)}{n} \geq 3 \times d \rightarrow \frac{\pi \times (168,3 + 2 \times 40,4)}{9} = 86,95mm \geq 66mm$$

- Dimensionamento da altura do cordão de solda

Para o metal base:

$$h_{sMb} = \frac{N_{Sd}}{\emptyset \times R_n \times f_y \times \cos \alpha_s \times \pi \times D} = \frac{1080}{0,9 \times 0,6 \times 0,35 \times 1 \times \pi \times 168,3}$$
$$\rightarrow h_{sMb} = 10,81mm$$

Para o metal solda:

$$h_{sMs} = \frac{N_{Sd}}{\emptyset \times R_n \times f_w \times \cos \alpha_s \times \pi \times D} = \frac{1080}{0,75 \times 0,6 \times 0,485 \times 0,707 \times \pi \times 168,3}$$
$$\rightarrow h_{sMs} = 13,24mm$$

Portanto, a altura final da solda é:

$$\rightarrow h_s = 14mm$$

## 6.2 Proposta de Cálculo

Neste item é demonstrado o cálculo da ligação segundo o cálculo proposto, usando os mesmos parâmetros usados no cálculo anterior.

- Dimensionamento do cordão de solda

Para o metal solda

$$h_{s1} = \frac{N_{Sd} \times \gamma_{w2}}{0,6 \times f_w \times \cos \alpha_{s1} \times \pi \times D} = \frac{1080 \times 1,35}{0,6 \times 0,485 \times 0,707 \times \pi \times 168,3}$$
$$\rightarrow h_{sMs} = 13,4mm$$

Para o metal base, considerando o estado-limite último de escoamento.

$$h_{s2} = \frac{N_{Sd} \times \gamma_{a1}}{0,6 \times f_{yt} \times \cos \alpha_{s2} \times \pi \times D} = \frac{1080 \times 1,1}{0,6 \times 0,35 \times 1 \times \pi \times 168,3}$$
$$\rightarrow h_{s2} = 10,7mm$$

Agora, ainda para o metal base, considerando o estado-limite último de ruptura.

$$h_{s3} = \frac{N_{sd} \times \gamma_{a1}}{0,6 \times f_{ut} \times \cos \alpha_{s2} \times \pi \times D} = \frac{1080 \times 1,1}{0,6 \times 0,45 \times 1 \times \pi \times 168,3}$$

$$\rightarrow h_{s3} = 8,3mm$$

Portanto, a altura final da solda é de 14mm.

- Escoamento da Placa do Flange

$$x = \frac{D - t}{D - t + 2 \times e_1} = \frac{168,3 - 7,1}{168,3 - 7,1 + 2 \times 40,4} \rightarrow x = 0,67$$

Usando o polinômio, temos:

$$f_3 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x + 1,2107$$

$$f_3 = -1,1659 \times 0,67^6 + 102,15 \times 0,67^5 - 172,22 \times 0,67^4 + 125,67 \times 0,67^3 - 37,527 \times 0,67^2 + 8,1337 \times 0,67 + 1,2107$$

$$\rightarrow f_3 = 6,59$$

$$t_f \geq \sqrt{\frac{2 \times N_{sd} \times 1,1}{f_{yp} \times \pi \times f_3}} = \sqrt{\frac{2 \times 1080 \times 1,1}{0,35 \times \pi \times 6,59}} \rightarrow t_f = 18,11mm$$

- Número de Parafusos Necessários

Parâmetros geométricos

$$r_1 = \frac{D}{2} + 2 \times e_1 = \frac{168,3}{2} + 2 \times 40,4 \rightarrow r_1 = 164,95mm$$

$$r_2 = \frac{D}{2} + e_1 = \frac{168,3}{2} + 40,4 \rightarrow r_2 = 124,55mm$$

$$A_{be} = 0,75 \times \frac{\pi \times d_b^2}{4} = 0,75 \times \frac{\pi \times 22,2^2}{4} \rightarrow A_{be} = 290,32 \text{mm}^2$$

$$F_{tRk} = A_{be} \times f_u = 290,32 \times 0,825 \rightarrow F_{tRk} = 239,5 \text{kN}$$

$$F_{tRd} = \frac{F_{tRk}}{1,35} = \frac{239,5}{1,35} \rightarrow F_{tRd} = 177,41 \text{kN}$$

$$n \geq \frac{N_{sd}}{F_{tRd}} \times \left( 1 - \frac{1}{f_3} + \frac{1}{f_3 \times \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \right) = \frac{1080}{177,41} \times \left( 1 - \frac{1}{6,59} + \frac{1}{6,59 \times \ln\left(\frac{164,95}{124,55}\right)} \right)$$

$$n = 8,45 \text{ parafusos}$$

A quantidade de parafusos está maior que a mínima de 5.

- Recomendações

$$e_1 \geq \frac{1}{2} \times \left( \frac{3 \times d_b \times n}{\pi} - D \right) = \frac{1}{2} \times \left( \frac{3 \times 22,2 \times 9}{\pi} - 168,3 \right) = 11,25$$

$$\rightarrow 40,4 \text{mm} \geq 11,25 \text{mm OK!}$$

$$1,5 \times d_b \leq e_1 \leq 2,0 \times d_b \leftrightarrow 1,5 \times 22,2 \leq 40,4 \leq 2,0 \times 22,2$$

$$\rightarrow 33,3 \text{mm} \leq 40,4 \text{mm} \leq 44,4 \text{mm OK!}$$

$$e_1 \geq 5 \text{mm OK!}$$

### 6.3 Comparação dos Cálculos

A primeira diferença nos cálculos aparece na determinação da altura do cordão solda e na resistência de cálculo dos parafusos, que no cálculo proposto segue as recomendações da atual NBR8800/2008.

A segunda diferença está no cálculo do fator  $f_3$ , feito de forma analítica pelo cálculo proposto, seguindo o gráfico de Wardenier e CIDECT (2008), e de forma empírica pelo cálculo antigo, usando a expressão usada por Packer, Sherman e Lecce (2010). O cálculo proposto forneceu uma espessura menor para a placa do flange, em comparação com o cálculo antigo, já para o número de parafusos necessários, apesar do cálculo proposto, teoricamente, ter fornecido uma quantidade um pouco menor de parafusos, na prática o resultado não é válido, tornando ambos os cálculos equivalentes no dimensionamento dos parafusos.

## 7 MODELAGEM NUMÉRICA PARA CARGA AXIAL

### 7.1 O Problema do Contato

A consideração de partes em contato é bastante complexa, devido a não linearidade introduzida no modelo. Segundo Piedade Neto (2009), para simular o contato no problema, ou seja, a impenetrabilidade entre os sólidos, não é possível adicionar essa consideração usando uma formulação analítica ou diferencial, como os deslocamentos dos nós, deve-se incorporá-la como a forma geral de que um corpo não ocupa o mesmo lugar do outro no espaço, ou por meio de uma compatibilidade.

Dessa maneira, a ocorrência do contato precisa ser reconhecida por dois parâmetros,  $g(x)$  e  $t_{cn}$ , função escalar e vetor da força de contato, respectivamente. A função  $g(x)$  mede a distância entre os corpos que podem entrar em contato, o valor nulo indica o contato, positiva os corpos estão afastados e negativa indica penetração, que apesar de não ser admitida teoricamente, acontece durante o processamento numérico, sendo necessário ter um valor limite estabelecido, como é explicado em Silva (2009). A Figura 7.1 ilustra essas grandezas.

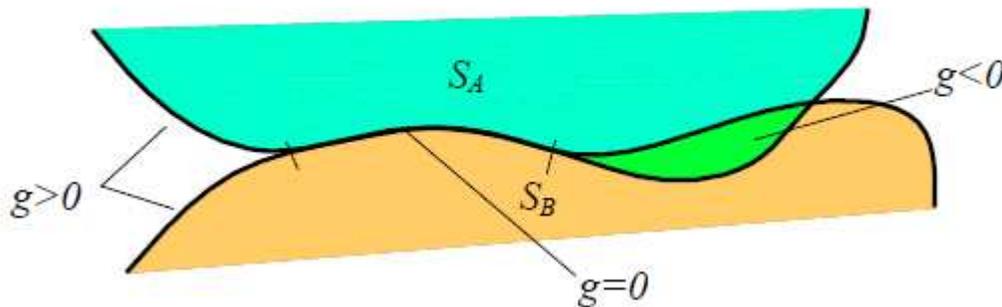


FIGURA 7.1 Ilustração dos valores da função  $g(x)$   
Fonte: Piedade Neto, 2009.

Devido ao contato, na interface dos corpos aparece um par ação e reação. Essa força é representada pelo vetor  $t_{cn}$ , perpendicular às superfícies de contato e negativo, indicando que no ponto de contato há compressão entre os corpos. Assim, a interação entre esses dois fatores citados caracterizam duas situações, a primeira quando ocorre o contato,  $g(x) = 0$  e  $t_{cn} < 0$ , e a segunda quando não ocorre,  $g(x) > 0$  e  $t_{cn} = 0$ , o gráfico a seguir ilustra ambas. Somado a isso,

apesar do produto  $g(x).t_{cn}(x)$  ser constante e nulo durante o processamento, o valor das grandezas que compõem esse produto não o são, causando a não linearidade (PIEDADE NETO, 2009).

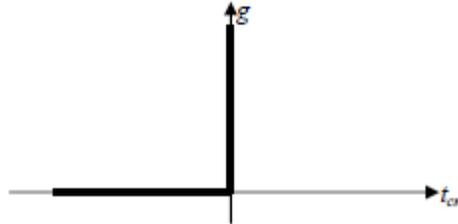


FIGURA7.2 Possíveis valores de  $g(x)$  e  $t_{cn}$   
Fonte: Piedade Neto, 2009.

Dessa forma, a grande dificuldade do contato consiste no fato de que, durante o processamento do modelo, podem aparecer novas restrições aos deslocamentos, ou restrições iniciais podem deixar de existir, tornando necessário calibrar parâmetros relativos ao contato para que o software possa reconhecer essas mudanças, dificultando a convergência e tornando o trabalho um processo de tentativa e erro (SILVA, 2009). A Figura 7.3 ilustra a explicação anterior sobre as restrições no problema de contato.

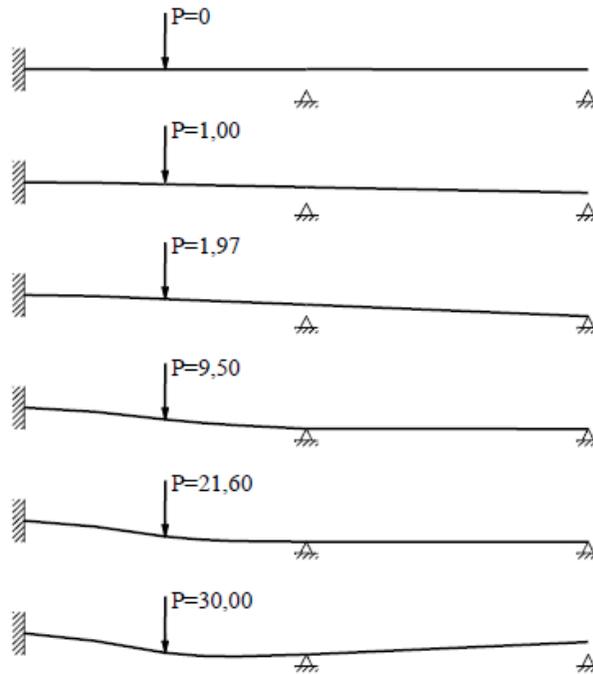


FIGURA7.3 Exemplo de contato  
 Fonte: Piedade Neto, 2009.

De acordo com Piedade Neto (2009), a função da Figura 7.2 pode ser aproximada por uma hipérbole, que no limite se aproxima adequadamente do gráfico original. Entretanto, apesar de aproximar a função no segundo quadrante dos eixos cartesianos, a função também existe no quarto quadrante, onde o valor de  $t_{cn}$  é positivo, contrariando a teoria, tornando necessário contornar essa dificuldade no algoritmo.

Para a detecção do contato, as estratégias mais comuns são os multiplicadores de Lagrange e o método das penalizações. A primeira introduz uma variável adicional ao sistema, o multiplicador de Lagrange  $\lambda_L$ , que multiplica a função de impenetrabilidade  $g(x)$ . Já a segunda não soma uma variável ao sistema, mas impõe uma rigidez para a penetração entre os corpos, chamada de fator de penalização  $\lambda_P$ . A bibliografia base para entender o funcionamento dos algoritmos de contato foi Wriggers (2006), na qual é explicado detalhadamente o funcionamento de cada método e como são os seus algoritmos inseridos nos softwares.

Modelando no software Ansys, é possível escolher qual método utilizar, Multiplicadores de Lagrange, Método das Penalizações ou Método do Lagrangiano Aumentado, que é uma

mistura dos dois primeiros. O Método dos Multiplicadores de Lagrange não usa fator de rigidez, entretanto, ele requer dois parâmetros para ser controlado e geralmente é mais custoso para o computador.

Em contrapartida, o Método das Penalizações usa uma rigidez de contato, semelhante a uma mola entre os corpos. Essa mola controla a penetração permitida entre eles, reconhecendo o contato quando essa penetração fica abaixo de um valor pré-estabelecido, porém, a escolha dessa rigidez ideal é trabalhosa, visto que uma mola muito rígida dificulta a convergência do modelo, pois torna a matriz de rigidez inconsistente, e uma muito flexível fornece resultados imprecisos. Dessa forma, para se calibrar o valor ideal do coeficiente de rigidez é necessário realizar uma série de testes até conseguir esse valor.

O Método do Lagrangiano Aumentado é uma união dos anteriores, ele busca reduzir a penetração entre os corpos, sendo menos sensível à quantidade das partes em contato (ANSYS, 2010). Uma vez compreendido os algoritmos, foram estudadas referências que solucionam problemas usando considerações de contato.

As bibliografias estudadas foram Mirisola (2009), Piedade Neto (2009) e Silva (2009). Elas comentam as vantagens e desvantagens entre os métodos, usando exemplos práticos, também explicam que não há como prever qual método é mais adequado para determinado modelo, tornando necessário fazer diversos processamentos e comparar seus resultados para chegar a uma conclusão. Apesar de uma abordagem mais teórica, Wriggers (2006) também comenta algumas aplicações.

Neste trabalho, o método usado foi o das penalidades. O software possui um comando chamado *ContactWizard*, no qual foram definidas as superfícies com possibilidade de entrar em contato e os parâmetros para a detecção. Durante o contato, em geral, uma superfície se desloca em direção à outra, de maneira que uma delas ficará em repouso enquanto a outra irá se deslocar. A superfície em repouso é denominada *Target Surface*, aquela que se movimenta é denominada *ContactSurface*. Quando ambas se movimentam, ou seja, não é claro no modelo o seu comportamento, aconselha-se usar o par simétrico, para que o programa alterne automaticamente as condições das superfícies durante o processamento (MIRISOLA, 2009).

Dentro dessa interface, existem alguns parâmetros de contato que devem ser alterados. O primeiro a ser alterado foi o método de detecção de contato. Devido à sua maior simplicidade de aplicação (SILVA, 2009), foi escolhido o método das penalidades, explicado anteriormente.

O segundo foi o limite de penetração. Teoricamente, não é possível dois corpos ocuparem o mesmo lugar no espaço ao mesmo tempo, porém, em uma modelagem numérica de contato existe certa penetração entre eles, tornando necessário limitar essa penetração para o processamento convergir e o resultado ser confiável. Essa limitação foi incorporada fornecendo ao Ansys um limite de penetração.

Por fim, o último fator foi a rigidez da mola. Ele impõe uma rigidez à penetração de um corpo sobre o outro, aumentando a penetração com uma rigidez baixa e reduzindo com uma rigidez elevada, sendo que um valor elevado prejudica a convergência do modelo, porém um valor muito baixo fornece resultados pouco precisos. Devido à simetria do modelo e à direção de aplicação dos esforços, não foi considerado atrito no contato entre as placas.

## **7.2 Estudo da Modelagem**

Inicialmente, a referência discutida foi Rockey e Griffiths (1970), cujo modelo em elementos finitos é semelhante aos feitos em outras referências, inclusive ao gerado nesse trabalho. Entretanto, o modelo foi processado em um software desenvolvido pelos autores. Foi considerada simetria radial e longitudinal, usando elementos de casca para o tubo e de placa para o flange. Para a solda de filete, foi feito um cordão triangular por meio da revolução de uma seção triangular.

Os parafusos foram considerados aplicando-se uma carga uniformemente distribuída no contorno do furo, o que aproxima uma representação do parafuso. Contudo, não considera que os parafusos podem deformar. Optou-se por usar essa referência antiga para comparar o desenvolvimento do assunto com as atuais.

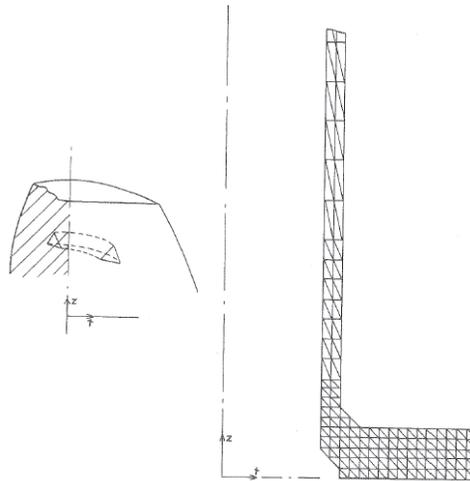


FIGURA7.4 Representação da solda e seção do modelo  
 Fonte: Adaptado de Rockey e Griffiths, 1970.

Na sequência, a referência analisada é Couchaux et al. (2009), que simulou o flange usando a ligação tipo *L-Stub*. O modelo também foi gerado no Ansys, usando elementos hexaédricos, módulo de elasticidade de 210000 MPa, seção do parafuso constante e igual à seção efetiva, também foram feitas considerações de simetria e contato, sendo a primeira com elementos rígidos, e a segunda com elementos flexíveis entre a placa e o parafuso. A discretização desse modelo está na Figura 7.5.

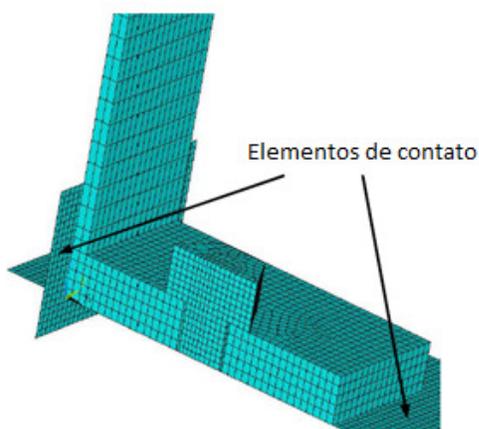


FIGURA7.5 Modelonumérico*L-Stub*  
 Fonte: Adaptado de Couchaux et al., 2009.

O artigo de Couchaux et al. (2009) fez as mesmas considerações que o anterior na modelagem, salvo pelo fato de que foi modelada a ligação flange, invésda *L-Stub*, gerando dois modelos, um representandoum setor circular da ligação, com simetria radial e longitudinal, e outro com metade, sendo a simetria feita com elementos rígidos de contato, ambos os modelos estão na Figura 7.6.

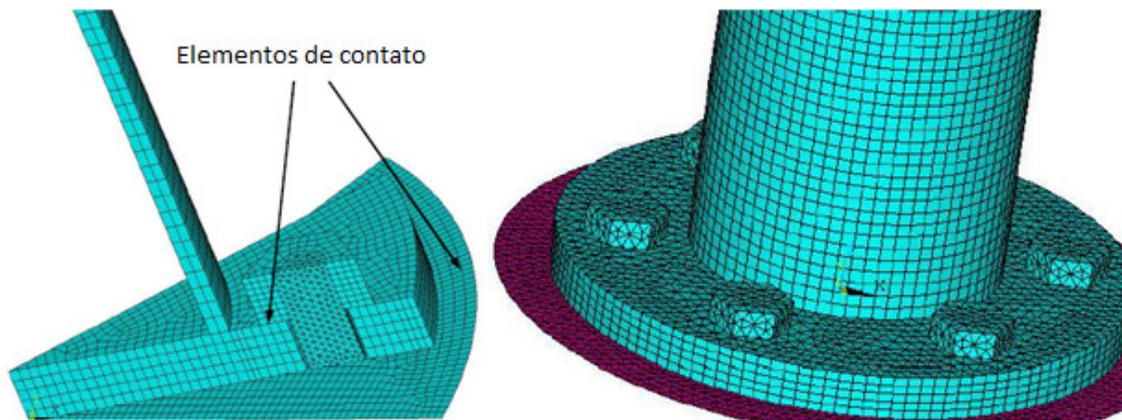


FIGURA7.6 Modelagem simétrica para o flange  
Fonte: Adaptado de Couchaux et al., 2009.

Na sequência, o artigo analisado é de Yang (2010), produzido na China. Nele, estudou-se o *ring flange*, modelando a ligação no Ansys de forma linear e não linear, para considerar o efeito do contato entre as placas opostas. Constatou-se que o modelo linear aumentou a rigidez da ligação, reduzindo suas tensões e se distanciando do comportamento real, por outro lado, o não linear encontrou resultados próximos dos ensaios.

Por ser uma ligação parafusada, podendo envolver contato entre seus componentes, diversas abordagens foram feitas. Foi citado na referência em questão que alguns autores já modelaram o parafuso e a porca, simulando o contato entre as placas conectando os nós, por outro lado, outros autores não modelaram os parafusos e porcas, mas simularam seus efeitos por meio de restrições.

Devido ao esforço computacional, muitas dessas simulações foram feitas com apenas um parafuso modelado. A modelagem completa de um número maior de parafusos pode tornar a

simulação bastante custosa para o computador, ou inviabilizá-la, visto que a convergência da não linearidade torna-se bastante complexa, fato constatado nessa dissertação.

Foram construídos quatro modelos da ligação. Três deles simularam o contato entre o parafuso e a arruela, e entre as arruelas e a placa, logo, esse modelo considera não linearidade, o último modelo não tem considerações de contato. Foi aplicada a protensão nos parafusos, apenas nos modelos não lineares, e uma tração axial de  $25kN$ .



FIGURA7.7 Modelo não linear  
Fonte: Yang, 2010.



FIGURA7.8 Modelo linear  
Fonte: Yang, 2010.

Feitos os processamentos, foram notadas diferenças. No modelo linear, onde não foram considerados os parafusos, não há concentração de tensão nos furos, e a tensão ficou uniformemente distribuída ao longo do tubo, entretanto, no modelo não linear, houve uma grande concentração de tensão em torno do parafuso, e a distribuição no tubo não ficou mais uniforme.

Também foram feitos testes aplicando-se uma carga de compressão axial. Em comparação com os testes de tração, comprovou-se que conectar os flanges diretamente, sem considerar o contato, aumenta a rigidez da ligação, fornecendo um resultado divergente da realidade, sendo o ideal considerar esse contato, fato também constatado nessa pesquisa, melhor explicado no Item 7.4, Geração Preliminar do Modelo. Outra verificação foi a mudança da rigidez axial do tubo com incremento de carga, ela aumenta com a compressão, e diminui com a tração.

A referência seguinte, Salem, Hadjisophocleous e Zalok (2012), usou o software ABAQUS/Standard V6.92 (2009). Nele foi modelada uma ligação viga-pilar em condições de incêndio, na qual foi usado o elemento sólido hexaédrico com oitóns chamado C3D8R, que tem capacidade de simular grandes deformações e não linearidades física e geométrica, também é

recomendado que em modelos sólidos, deve-se usar de três a quatro camadas de elementos ao longo da espessura. A Figura 7.10 apresenta o modelo gerado, no qual é possível ver o cordão de solda, gerado com a revolução de uma superfície triangular, semelhante ao gerado nessa dissertação.

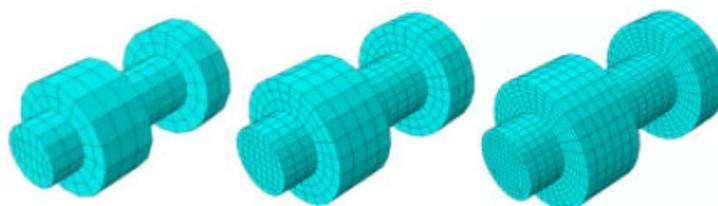


FIGURA 7.9 Modelagem dos parafusos

Fonte: Adaptado de Salem, Hadjisophocleous e Zalok, 2012.

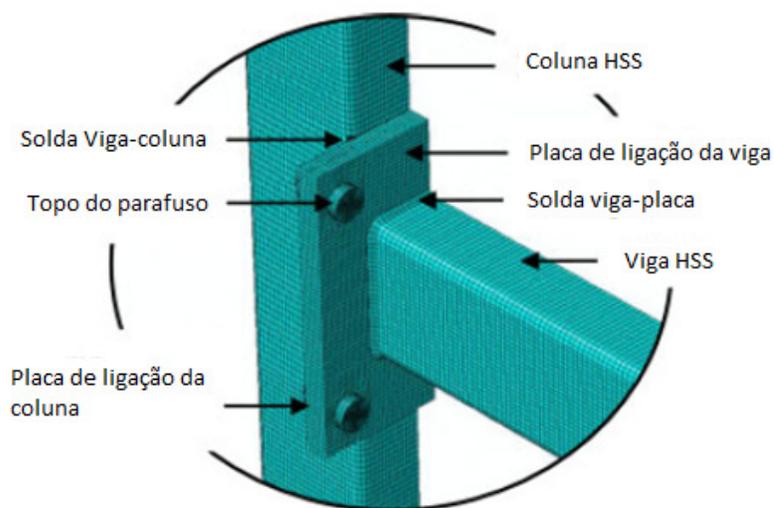


FIGURA 7.10 Detalhe do modelo completo

Fonte: Adaptado de Salem, Hadjisophocleous e Zalok, 2012.

Detalhando as considerações feitas para os materiais, e diferenciando o material do tubo e do parafuso, Vieira et al. (2011) consideram as tensões de escoamento e ruptura para o parafuso ASTM A325 dadas pela NBR8800/2008, Figura 7.11, considerações estas adotadas nessa pesquisa. Também foi explicada a modelagem do parafuso.

Material	Escoamento		Ruptura	
	Tensão (MPa)	Deformação (%)	Tensão (MPa)	Deformação (%)
Tubos	300	0.15	415	11.000
Parafusos	635	0.3175	825	11.000

FIGURA7.11 Relação Tensão x Deformação  
 Fonte: Adaptado de Vieira et al., 2011.

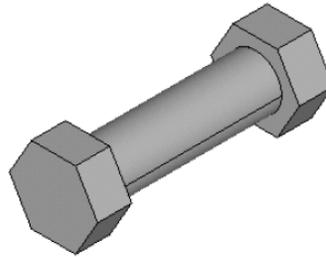


FIGURA7.12 Modelagem do parafuso  
 Fonte: Vieira et al., 2011.

### 7.3 Considerações para a Modelagem

Para todos os modelos, foram utilizados dois tipos de materiais. O primeiro material foi usado no tubo, na placa e na solda, ele tem um comportamento não linear, com módulo de elasticidade  $E = 200000MPa$ , e coeficiente de Poisson  $\nu = 0,3$ , seu diagrama tensão x deformação está apresentado na Figura 7.13.

O segundo material, mais rígido, foi aplicado nos parafusos, porcas e arruelas, também não linear, com módulo de elasticidade  $E = 200000MPa$ , o coeficiente de Poisson é o mesmo, ambos possuem a relação tensão x deformação da Figura 7.11, sendo que o gráfico do Ansys que representa esse material está na Figura 7.14. Nos modelos excêntricos, foi criado um terceiro material, mais rígido, que será explicado em detalhes posteriormente.

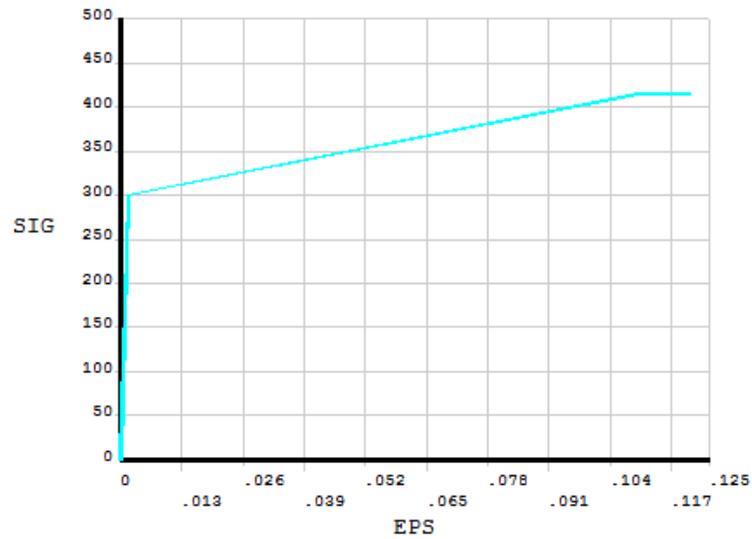


FIGURA 7.13 Diagrama Tensão x Deformação – Tubo, solda e placa

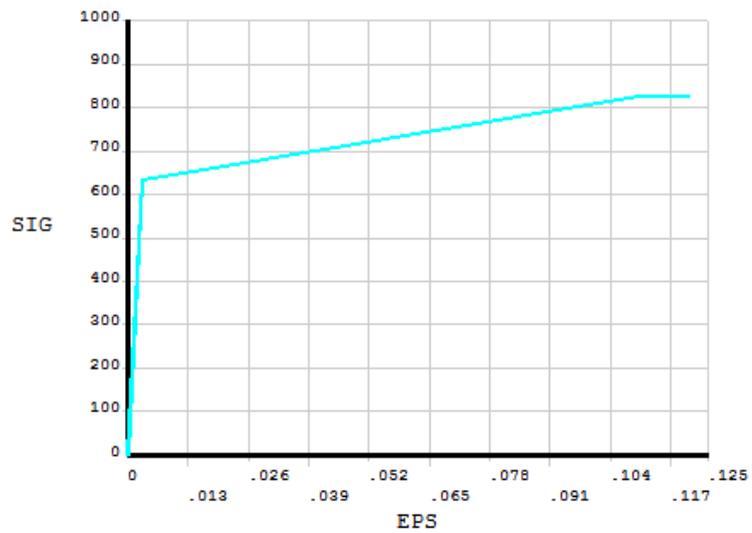


FIGURA 7.14 Diagrama Tensão x Deformação – Parafuso

A geometria do modelo foi criada usando volumes, seguindo as diretrizes das referências já citadas, inclusive a solda de filete, gerada usando um sólido de revolução, como em Rockey e Griffiths (1970) e Salem, Hadjisophocleous e Zalok (2012). Para a discretização do modelo, utilizou-se o elemento tridimensional SOLID186, o mesmo usado em Vieira et al., 2011.

A escolha do elemento SOLID186 foi devido à sua capacidade de simular grandes deslocamentos e deformações. Ele possui quatro formas, cúbica, tetraédrica, piramidal e prismática, sendo a primeira usada nas geometrias regulares, com malhamapeada, e as outras nas irregulares, com malha livre. A malha mapeada foi usada no tubo e na solda e, inicialmente, na placa, usou-se a malha livre nos parafusos, porcas e arruelas.

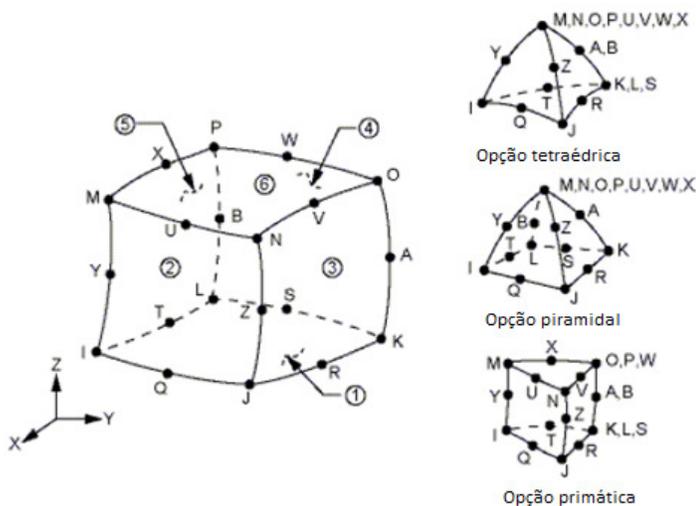


FIGURA7.15 Descrição do elemento SOLID186  
 Fonte: Adaptado de Ansys, 2010

Optou-se pelo uso da malha mapeada para reduzir o número de elementos. Entretanto, devido à geometria da placa com os furos, a malha mapeada forneceu elementos grandes e distorcidos, prejudicando o processamento, dessa forma, dividiu-se a discretização da malha. A parte central da placa, onde não há furos, foi discretizada com malha mapeada, e a parte com furos, onde acontecerá o contato, com malha livre, o que melhorou o refinamento.

Em Couchaux, Hjjaj e Ryan (2010b), a solda foi considerada com o tamanho da garganta igual à espessura do tubo, em todos os casos estudados; em Salem, Hadjisophocleous e Zalok (2012), a perna da solda é considerada com 6 mm, sendo modelada via sólido de revolução, com o elemento C3D8R, seu material foi considerado o mesmo da viga e do pilar. Nesse trabalho, a solda é considerada de filete, usando um sólido de revolução, com altura definida pelo dimensionamento já demonstrado no Item 6.2 Proposta de Cálculo. Entretanto, como o foco do

estudo não é a solda, sua modelagem foi feita somente para transmitir a carga, justificando a utilização do mesmo material para a solda, placa e tubo.

Na modelagem dos parafusos, os artigos estudados usaram uma seção transversal constante ao longo do comprimento, de área igual à área efetiva, consideração a favor da segurança, em nenhuma referência a rosca foi modelada. Para o material usado no Ansys, Couchaux, Hjiáj e Ryan (2010b) consideraram uma relação multilinear para o tubo, placa e parafuso, não diferenciando-os, usando o módulo de Young igual a  $E = 210000MPa$  e o coeficiente de Poisson  $\nu = 0,3$ . Também foram considerados os parafusos em Salem, Hadjisophocleous e Zalok (2012). As características do material são as mesmas do ASTM-A325, e nada é dito sobre a área da seção transversal e as cabeças são circulares.

Neste estudo, os parafusos são modelados seguindo Vieira et al. (2011), com cabeça hexagonal, área efetiva calculada segundo a NBR8800/2008, e, inicialmente, arruela em ambos os lados e porca no lado. Seguem as imagens do modelo completo desse estudo.

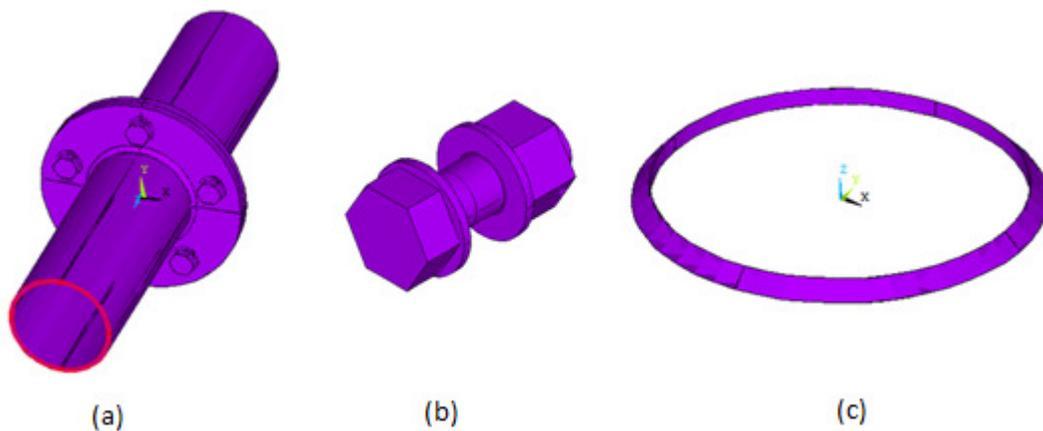


FIGURA 7.16 Modelo completo, parafuso e solda em volume

Também é inerente às modelagens da ligação flange, e também da ligação entre viga e pilar, o fato de não ser considerada a arruela, fazendo a transição entre a placa e a cabeça do parafuso, que foi substituída por elementos flexíveis de contato. Outra consideração importante feita pelos autores é o fato de que, devido à simetria da ligação, apenas metade dela foi modelada, simulando a placa oposta por meio de elementos rígidos de contato, os quais podem ser vistos na Figura 7.6, na cor roxa. Na modelagem da ligação entre viga e pilar é processado todo o modelo.

As condições de contorno do modelo são aplicadas nas extremidades, em uma delas, os nós extremos são restritos aos deslocamentos em  $x$ ,  $y$  e  $z$ , e na outra a carga é aplicada no modelo axial como uma pressão uniforme na área do tubo, com a posterior consideração de simetria, as restrições foram aplicadas nas extremidades dos parafusos, não há restrição de rotação em nenhum nó. Seguindo as recomendações de Couchaux, Hjiáj e Ryan (2010a), foram considerados grandes deslocamentos.

O modelo completo da ligação flange não é contínuo entre a aplicação da carga e a restrição, como uma barra, por exemplo, existem duas partes simétricas conectadas por parafusos, tornando necessário simular o contato. Para considerá-lo, foi usado o contato entre as superfícies internas das placas, entre o parafuso e a arruela não há consideração de contato, visto que suas interfaces estão sempre em contato, as mesmas foram consideradas coladas, o mesmo foi feito para a interface da arruela com a chapa e da porca com a arruela, usando o comando *glue* do Ansys. As considerações de contato foram feitas apenas entre as placas, porque é onde pode ocorrer o *prying*.

Primeiramente, foi modelada no Ansys uma ligação com dimensões fornecidas pelo cálculo proposto. Dessa forma, esse modelo foi chamado de “PROPOSTO-01”, no qual a força de tração axial de cálculo usada foi  $N_{sd} = 600\text{kN}$ , as dimensões do tubo são as mesmas do exemplo de cálculo do capítulo 6, seguem os resultados:

Para o modelo PROPOSTO-01:

- Perna da solda: 8 mm
- Fator adimensional:  $f_3 = 6,55$
- Espessura da placa:  $t_f = 13,53\text{ mm}$
- 5 parafusos

O modelo PROPOSTO-01 possui uma consideração incompatível com o comportamento da ligação. A consideração do comportamento da superfície de contato entre as placas faz com que elas fiquem conectadas, não permitindo a sua curvatura, logo, reduzindo o deslocamento e inviabilizando a ocorrência do efeito alavanca. No Item 7.4, Geração Preliminar do Modelo, apresentamos a explicação detalhada.

#### 7.4 Geração Preliminar do Modelo

Este item contém todo o desenvolvimento do modelo até a sua geração final, axial e excêntrico, com as considerações feitas e suas justificativas. A geometria foi gerada via arquivo de texto, criado por uma rotina desenvolvida em linguagem de programação C, nesse algoritmo são inseridas todas as dimensões necessárias para a geração da geometria no Ansys, como o diâmetro do tubo, espessura da placa, dimensões da cabeça do parafuso, dimensões da porca, entre outros. Como resultado, obtêm-se um arquivo de texto que gera metade da geometria do flange e todos os parafusos, esse arquivo encontra-se no Anexo I.

Uma vez inserido o arquivo de texto no Ansys, metade da geometria do flange foi gerada em volume. Para refinar a malha, são feitos cortes nesses volumes, separando-os, trazendo a necessidade de usar o comando *glue*, para que os volumes formem um corpo único e não ocorra movimento de corpo rígido no processamento. Inicialmente, esse comando não foi aplicado nos parafusos e porcas, somente na placa, tubo e solda.

A malha é gerada de duas formas, mapeada e livre, sendo a primeira uma forma mais organizada, resultando em um número menor de elementos e com tamanhos regulares, como no tubo da Figura 7.6, e a segunda uma forma menos rigorosa, resultando em mais elementos com tamanhos menos padronizados, como a placa e os parafusos da mesma figura. No modelo estudado, inicialmente, a malha mapeada foi feita na placa, no tubo e na solda, por possuírem geometrias mais regulares, e a forma livre nos parafusos, porcas e arruelas, devido à geometria mais complexa.

O diâmetro do parafuso modelado foi o diâmetro efetivo; logo, a área resultante é a efetiva. Segundo o Item 6.3.2.2 da NBR8800/2008, as unidades usadas na geração foram *N* e *mm*, e conseqüentemente ao funcionamento do Ansys, todos os resultados obtidos estão nas mesmas unidades (BITTENCOURT, 2010). Tem-se a seguir o cálculo do diâmetro efetivo.

$$A_b = \frac{\pi \times d_b^2}{4}; A_{be} = 0,75 \times A_b$$

$$d_{be} = d_b \times \frac{\sqrt{3}}{2}$$

No primeiro momento, uma vez gerada a metade do modelo, essa metade foi duplicada de forma simétrica. As condições de contorno foram aplicadas nas duas extremidades, ou seja, em uma extremidade do tubo aplicou-se a carga como uma pressão uniformemente distribuída, e na extremidade oposta foram aplicadas as restrições aos nós, restringindo os deslocamentos em UX, UY e UZ. Segue a imagem do modelo.

Na Figura 7.17 está ilustrado o modelo gerado. Pode se verificar o mau condicionamento da malha mapeada gerada pelo comando *VSWEEP*, no local indicado pelas setas vermelhas, com elementos grandes e distorcidos, levando à utilização da malha livre na placa para refinar essa região.

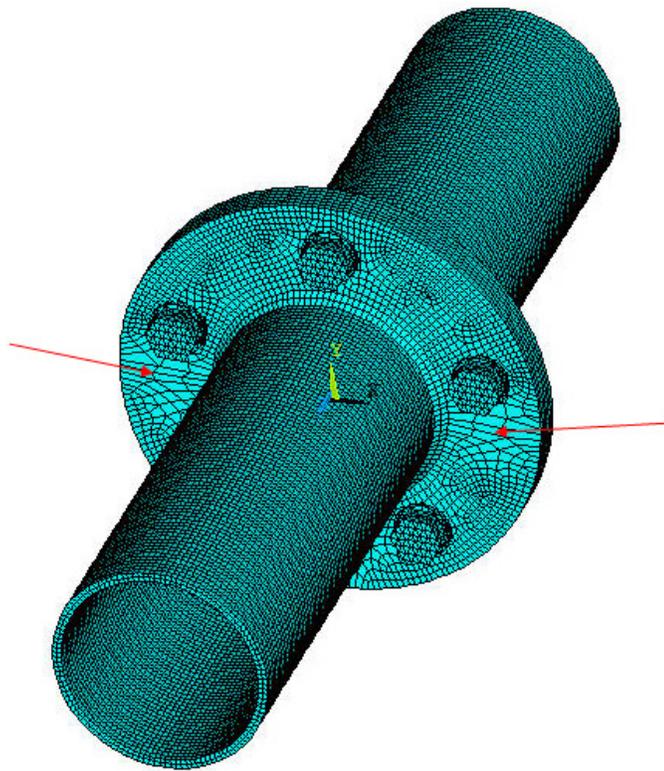


FIGURA7.17 Modelo PROPOSTO-01

A primeira modelagem foi feita diretamente com o modelo completo. O contato foi considerado entre a cabeça do parafuso e a arruela, arruela e placa, e entre as placas, selecionando as partes em contato como volumes. Em todos os pares de contato foram usados os parâmetros *default*, exceto o comportamento da superfície de contato, alterado para *Bonded Always*, o qual considera as superfícies pertencentes ao par sempre em contato. Tal consideração, apesar do

modelo ter convergido, é equivocada para o comportamento dessa ligação, como será explicado mais adiante.

O processamento considerou grandes deslocamentos, a carga foi aplicada em incrementos, e têm características não lineares devidas também à consideração do contato. Na Figura 7.18, está o gráfico de convergência do modelo, mostrando que o resultado foi alcançado, a curva de critério CRIT está acima das forças desbalanceadas L2. Uma vez que o comportamento desse modelo não ficou coerente com o real, apenas algumas imagens serão mostradas.

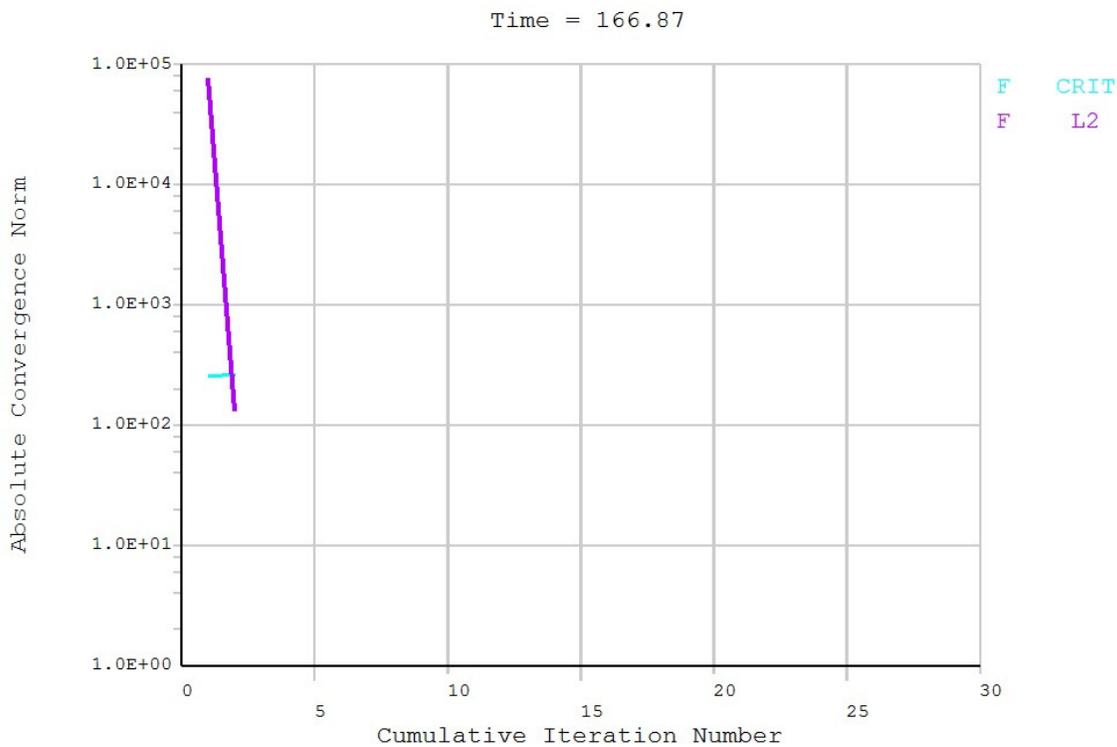


FIGURA7.18 Convergência do modelo

A Figura 7.19 mostra que a somatória das reações em Z, no sentido longitudinal da peça, está diferindo de 0,03% da força total aplicada, 600kN, demonstrando que o modelo transmitiu os esforços corretamente.

```

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****
LOAD STEP=      1  SUBSTEP=      1
  TIME=    166.87      LOAD CASE=    0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

   NODE      FX      FY      FZ
TOTAL VALUES
VALUE -0.79272E-01-0.91128  -0.59982E+06

```

FIGURA7.19 Reações do modelo(N)

Observando a Figura 7.20, verifica-se que as tensões estão se concentrando na solda e sendo transmitidas ao outro lado da ligação. Por outro lado, as bibliografias preveem uma curvatura nas placas, e uma tensão expressiva nos parafusos, o que não acontece nesse modelo. Devido a consideração *Bonded Always*, as superfícies ficaram sempre conectadas, impedindo a flexão das placas, que por sua vez impediu o *prying*, causando uma tensão de tração entre as superfícies em contato. Conseqüentemente, a força foi transmitida pelas placas, e não pelos parafusos, justificando a baixa tensão neles.

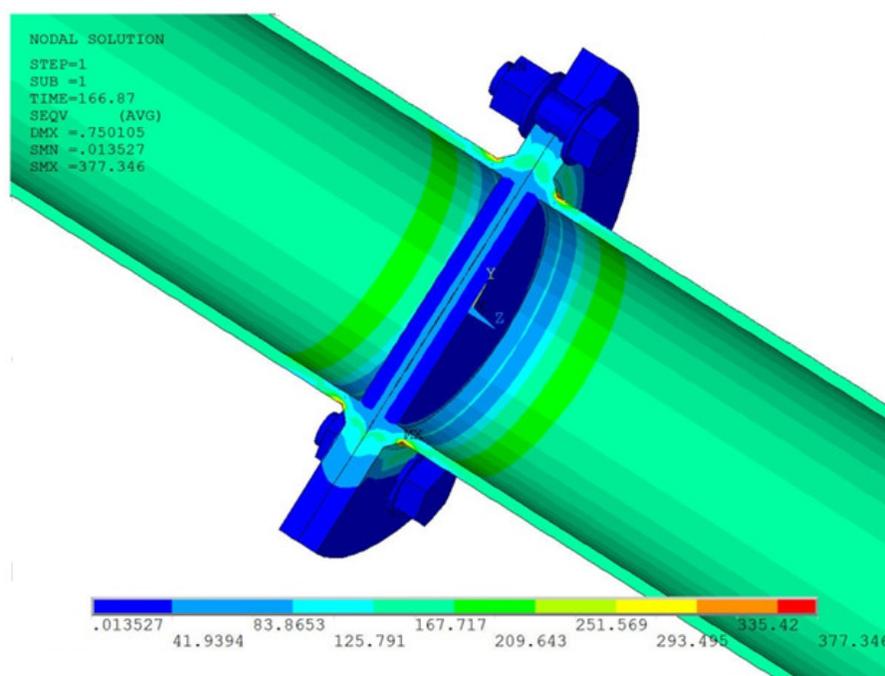


FIGURA7.20 Tensão de Von Mises, seção longitudinal, PROPOSTO-01 (MPa)

Dessa maneira, tornou-se necessário fazer uma consideração para o comportamento da superfície de contato que permita a separação entre as placas. Essa consideração foi obtida em Ansys (2010) e Silva (2009). Assim, o comportamento da superfície escolhido foi o *Standard*, pois ele não conecta superfícies próximas, mas cria o contato caso ele venha a acontecer. Para manter a conexão entre os parafusos e arruelas, e entre arruelas e placas, foi usado o comando *glue*, o que não altera o comportamento dessas interfaces em relação à consideração inicial *Bonded Always*, porém, elimina pares de contato desnecessários, tornando o modelo mais simples e exigindo menos esforço computacional.

O método de detecção de contato escolhido foi o Método das Penalidades. Devido à complexidade do modelo anterior, para estudar os parâmetros ideais de contato decidiu-se criar um modelo menor, com apenas 1/4 da ligação com simetria radial, usando apenas um parafuso. Esse modelo é semelhante à ligação *L-Stub* estudada por Couchaux, Hjjaj e Ryan, 2010a. Nesse modelo, foi estabelecido que o método de detecção fosse o das Penalidades (*PenaltyMethod*), o limite de penetração (*FTOLN*) seria 0,5mm e o fator adimensional que controla a rigidez da mola de contato (*FKN*) seria, inicialmente, fixado em 100. A explicação para o valor do limite de penetração está adiante.

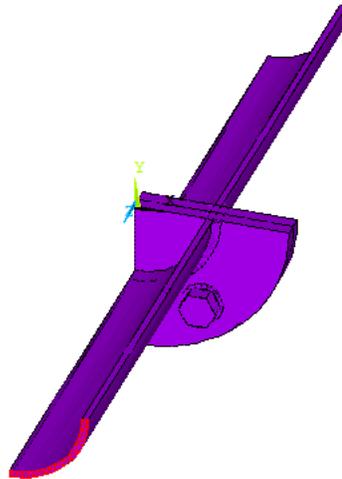


FIGURA 7.21 Modelo de 1/4 da ligação

Segundo Wriggers (2010), um valor de *FKN* muito alto pode levar a dificuldades na convergência, pois dificulta a inversão da matriz de rigidez, assim, esse valor foi variado até a

convergência do modelo, alcançada com FKN=1. Nos gráficos a seguir, para que a convergência fosse alcançada, é preciso que o gráfico que representa as forças desbalanceadas, roxo, fique abaixo da curva de critério, azul. Os gráficos de convergência referentes à alguns valores testados estão na Figura 7.22.

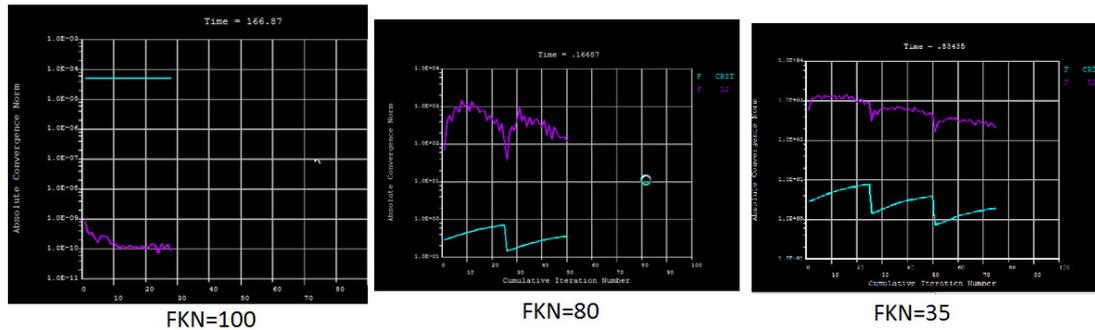


FIGURA7.22 Não convergência dos modelos

Analisando a Figura 7.23, com FKN = 1 conclui-se que o modelo convergiu. Esse modelo foi usado apenas para estudar a rigidez de contato ideal, visto que ele não pode ser aproximado do modelo completo, o qual possui cinco parafusos, inviabilizando a consideração de simetria com apenas 1/4. Entretanto, a ordem de grandeza e distribuição das tensões e deformações foi usada para verificação do modelo completo.

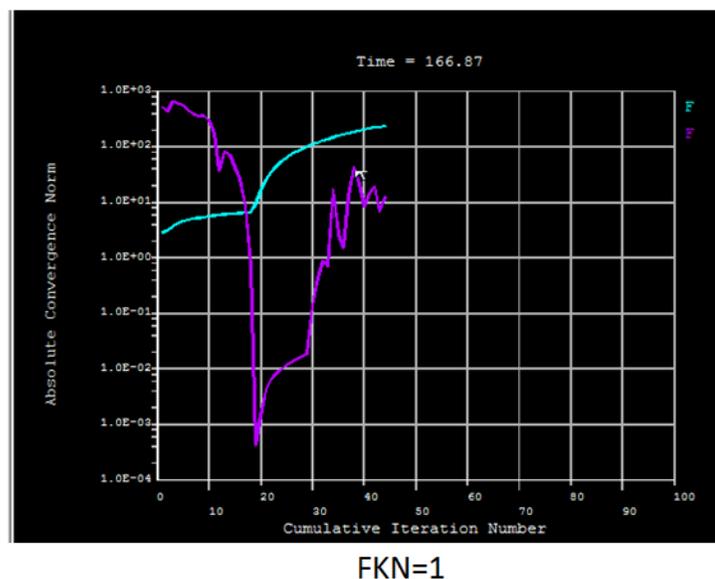


FIGURA7.23 Convergência do modelo

As imagens posteriores tornam evidente que houve a detecção do contato. Na Figura 7.24 verifica-se que a máxima penetração entre os corpos foi praticamente nula, 0,0036 mm, o que confere com a recomendação dada por Silva (2009), de que uma rigidez de mola adequada é definida quando o modelo converge e a penetração é baixa. Nas imagens seguintes, Figura 7.25 e Figura 7.26, pode-se confirmar que a tensão de contato acontece na região da placa próxima ao parafuso, sendo menos intensa na borda e crescente até o parafuso, confirmando as conclusões das bibliografias, Figura 7.27 e Figura 7.28.

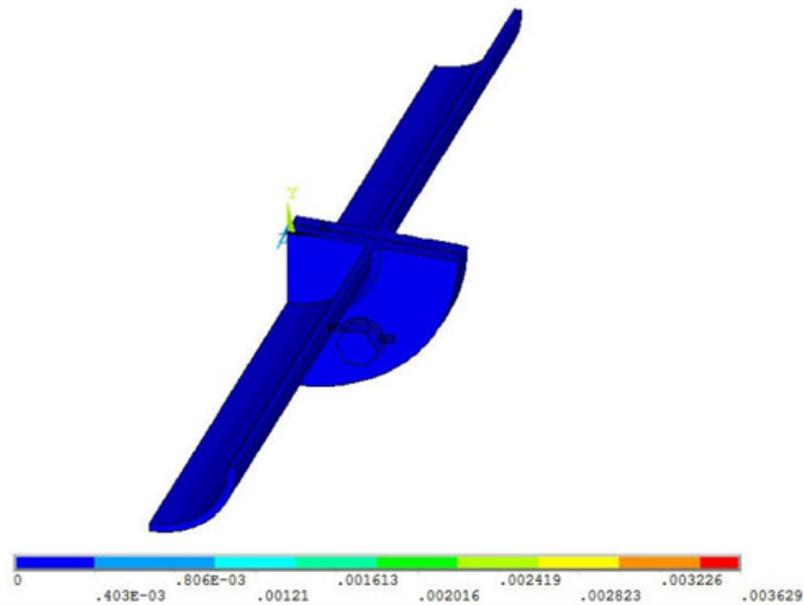


FIGURA7.24 Penetração das superfícies de contato(mm)

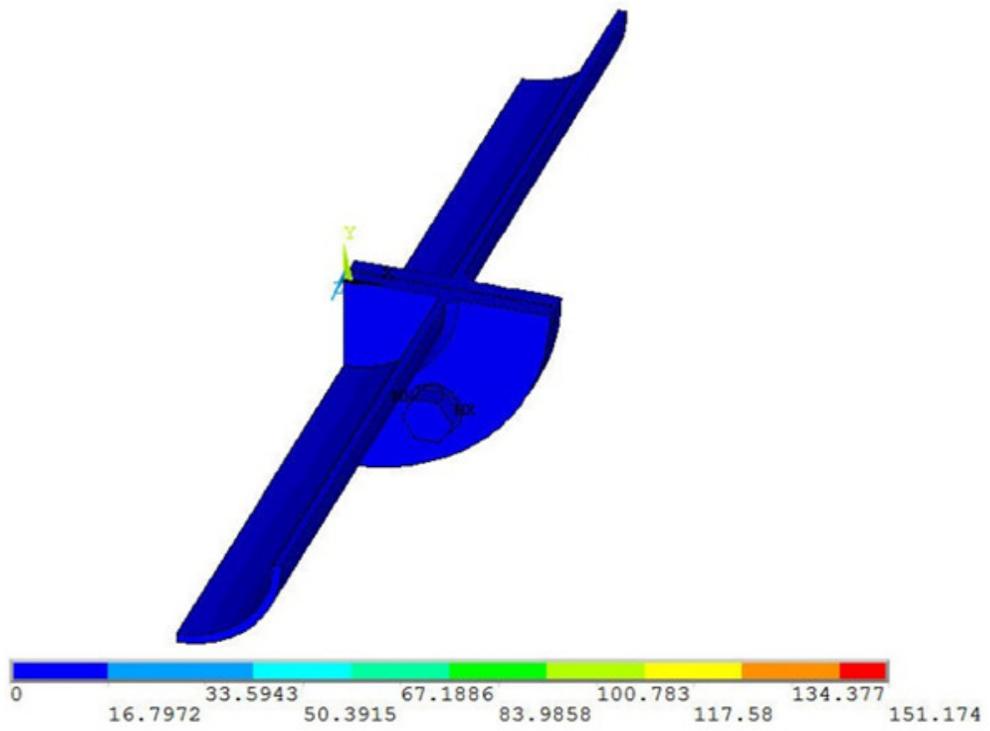


FIGURA7.25 Pressão de contato(MPa)

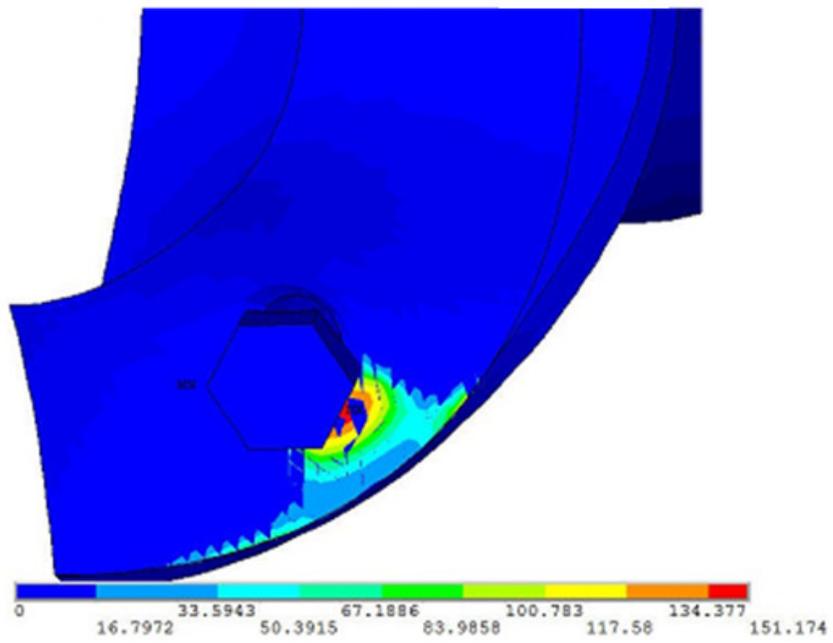


FIGURA7.26 Detalhe da distribuição da pressão de contato(MPa)

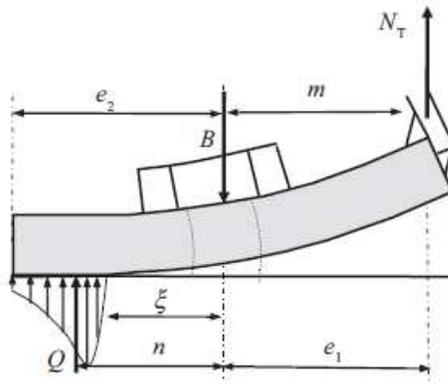


FIGURA 7.27 Tensões *sprying*  
 Fonte: Couchaux, Hjjaj e Ryan, 2010b.

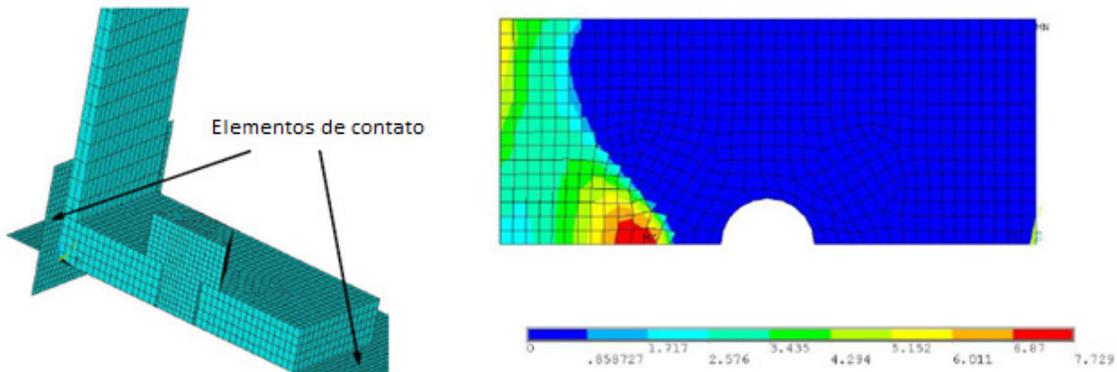


FIGURA 7.28 Modelo *L-Stub* e distribuição da pressão de contato  
 Fonte: Adaptado de Couchaux et al., 2009

Nas imagens posteriores, Figura 7.29 e Figura 7.30, pode ser verificada que a magnitude dos deslocamentos está baixa, da ordem de 0,1 mm. Também pode-se confirmar que na região do tubo próxima da solda os deslocamentos foram negativos, área azul-escuro, confirmando que o tubo reduziu sua seção transversal na base, o que é esperado quando ele é submetido à tração.

A Figura 7.31 apresenta o deslocamento longitudinal da peça. A magnitude máxima de deslocamentos de 1,61mm foi considerada adequada por ser pequena, assim como sua distribuição, sendo máxima na extremidade de aplicação da carga e mínima na oposta. Os deslocamentos também mostram a curvatura da placa, visto que no centro seu deslocamento foi máximo, e na região próxima do parafuso da ordem de 0,72mm. Para deixar mais evidente essas deformações, principalmente na placa, a Figura 7.32 também mostra os deslocamentos longitudinais em Z, porém com a escala multiplicada por 100, tornando visível a separação entre os flanges e o contato na região do parafuso.

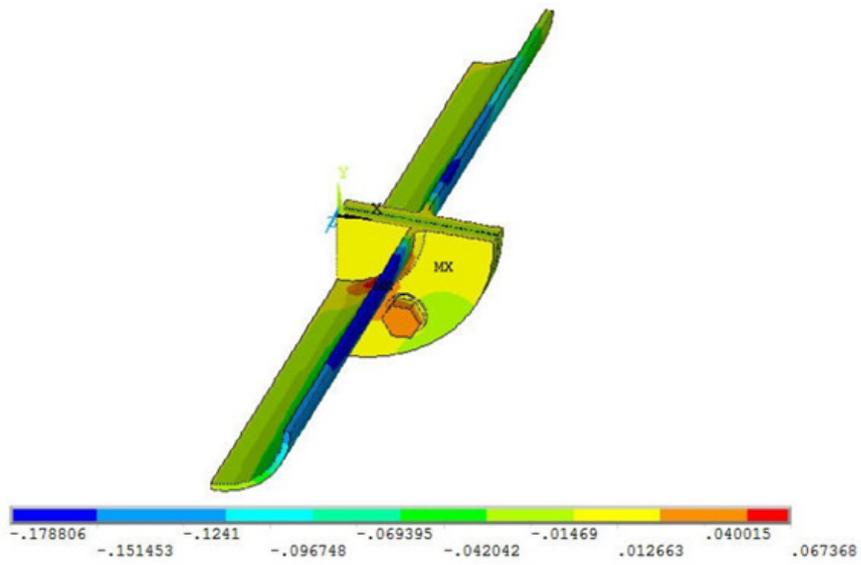


FIGURA7.29 Deslocamento transversal em X (mm)

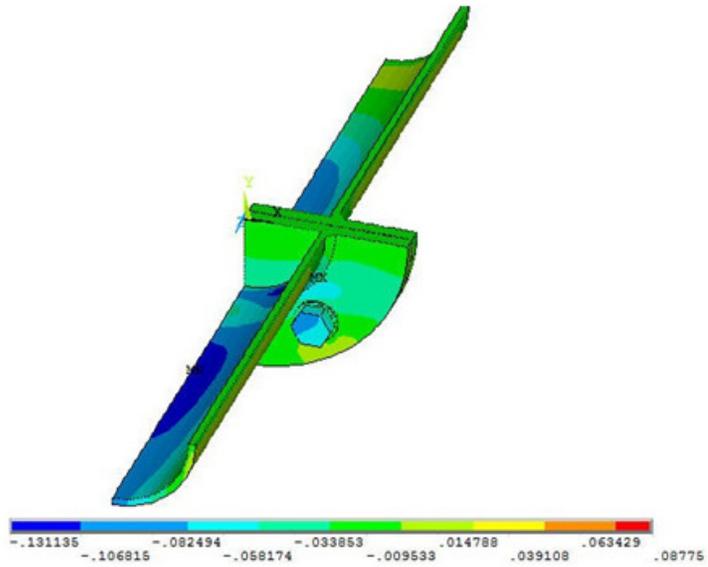


FIGURA7.30 Deslocamento transversal em Y (mm)

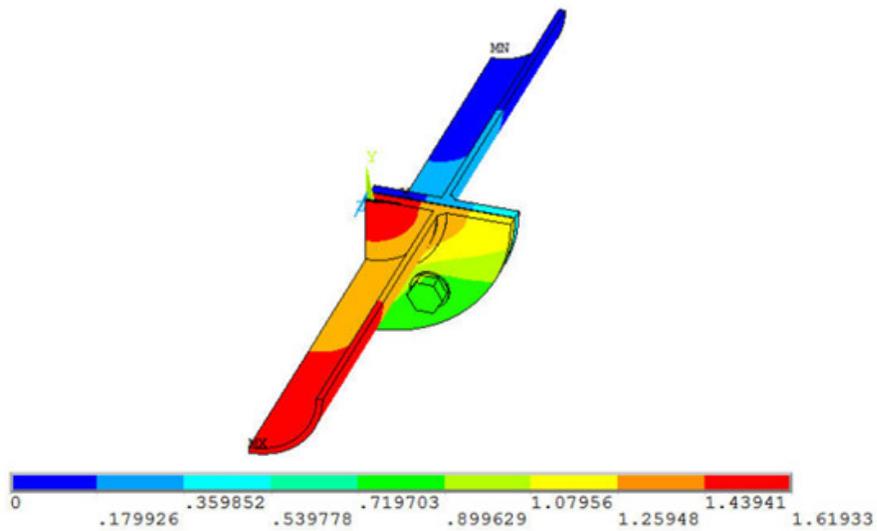


FIGURA7.31 Deslocamento longitudinal(mm)

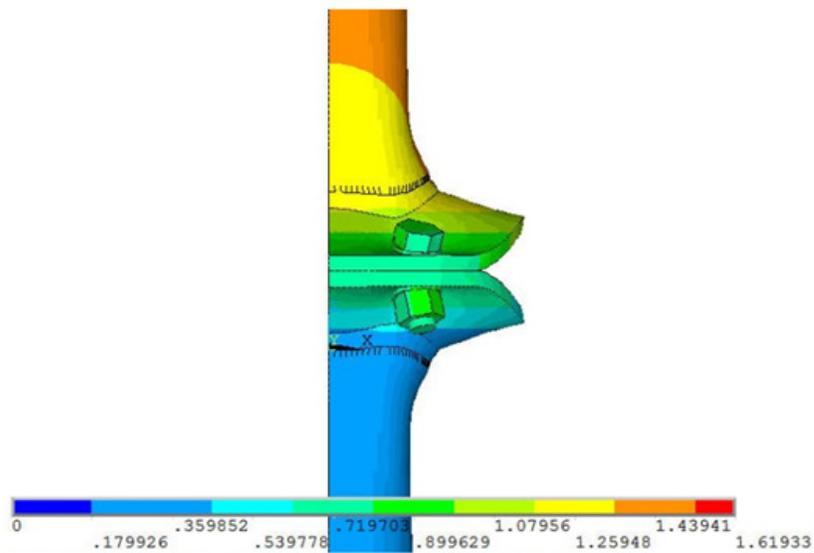


FIGURA7.32 Deslocamentolongitudinal, aumentadox100 (mm)

Entretanto, a análise apresentada relativa ao fator de rigidez FKN é válida qualitativamente. Para uma análise também quantitativa, variou-se o valor de FKN até ser alcançada uma convergência nos valores da penetração de contato máxima, pressão de contato e deslocamento em Z. A distribuição dos valores segue as imagens anteriores, a tabela a seguir mostra apenas os valores de FKN testados, com o máximo valor dos resultados.

**Tabela7.1Convergência FKN**

<b>FKN</b>	<b>PENETRAÇÃO</b>	<b>PRESSÃO</b>	<b>UZ-MÁX</b>
5,00	0,000782	162,4500	1,6181
5,10	0,000748	162,6200	1,6180
5,20	0,000752	162,5710	1,6181
5,30	0,000738	162,6270	1,6181
5,40	0,000725	162,6810	1,6181
5,50	0,000711	162,6710	1,6181
5,60	-	-	-
5,70	-	-	-

Assim, houve convergência para valores próximos de 5,00; logo, considerando o valor que resultou na menor penetração, adotou-se o valor final do fator de rigidez da mola 5,50. Para valores maiores, não houve convergência do modelo.

Feitas as constatações anteriores, foram gerados os modelos com carga axial. As mudanças em relação ao modelo completo anterior dizem respeito à malha e ao contato: as placas foram discretizadas com malha livre, proporcionando um melhor refinamento da malha na região dos furos, e o contato feito somente entre as superfícies das placas.

O comportamento das superfícies de contato foi alterado para o *Standard*, o limite de penetração foi adotado como 0,5mm e o coeficiente de rigidez da mola 5,50. Seguem as imagens. Nesse primeiro modelo completo, a área dos parafusos ainda não foi a efetiva, logo, a rigidez dos parafusos não foi reduzida, o que explica a diferença das tensões entre os modelos PROPOSTO-01 e AXIAL-03.

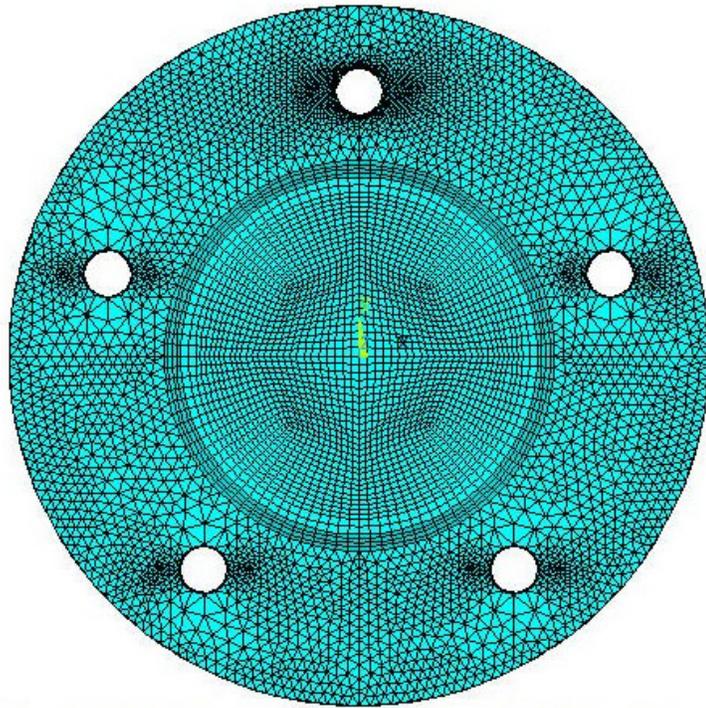


FIGURA7.33 Discretização da placa

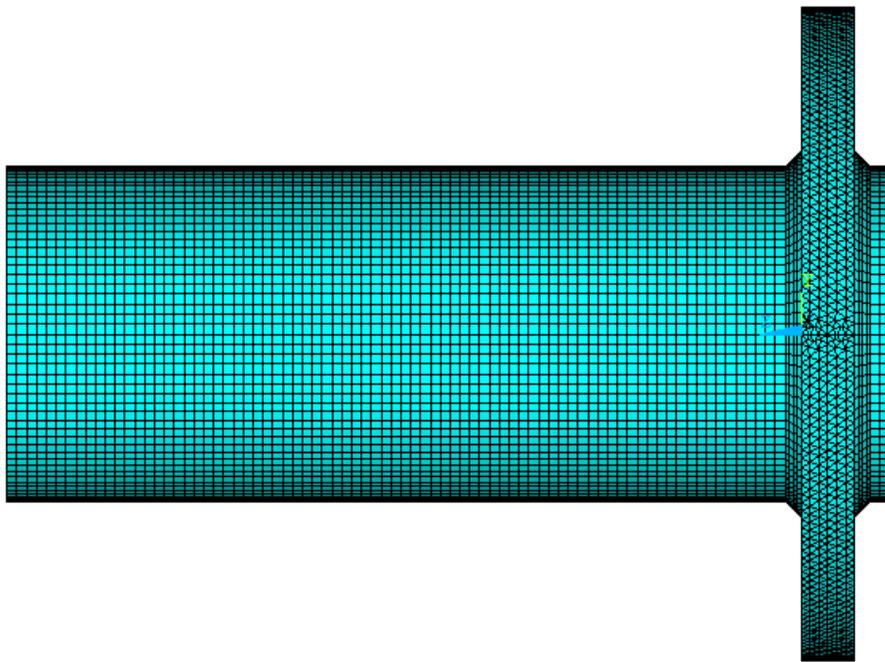


FIGURA7.34 Detalhe da discretização do tubo

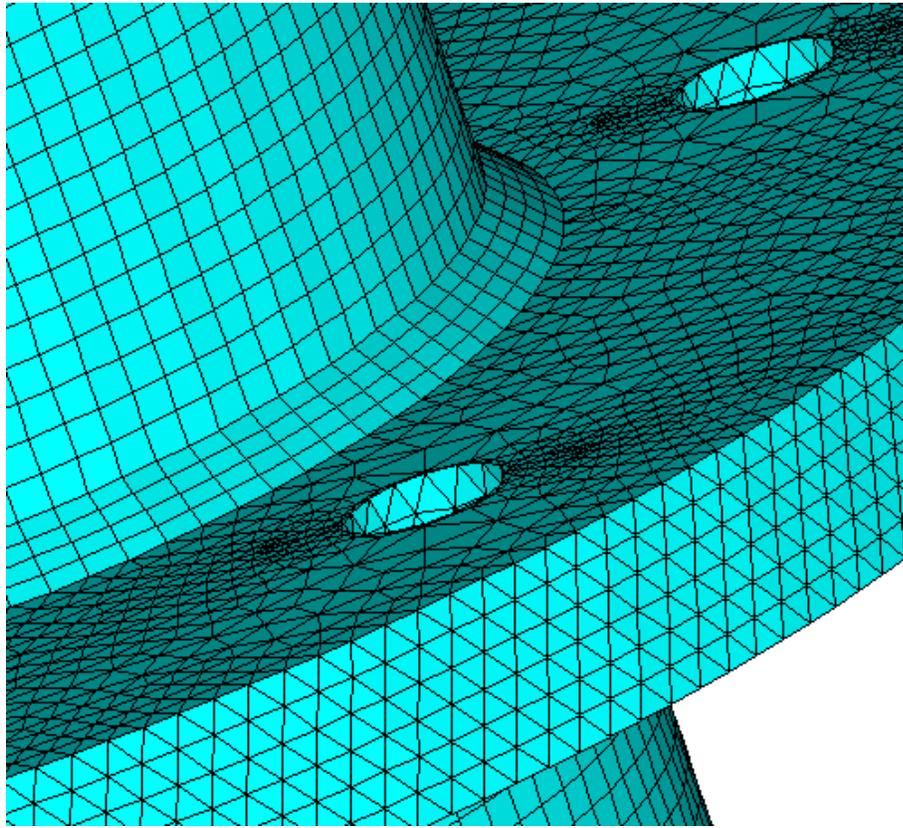


FIGURA7.35 Detalhe da discretização: solda, furo e placa

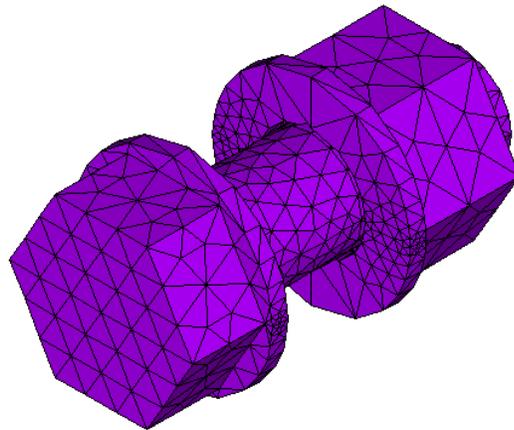


FIGURA7.36 Discretização do parafuso

Na sequência, teremos as imagens dos resultados obtidos no processamento. A Figura 7.37 mostra que a máxima penetração foi de 0,00715mm, praticamente nula, indicando um bom

resultado e a escolha adequada de rigidez. A Figura 7.38 apresenta o deslocamento transversal da ligação, na direção X, onde se verifica a simetria dos valores. O mesmo acontece na Figura 7.39.

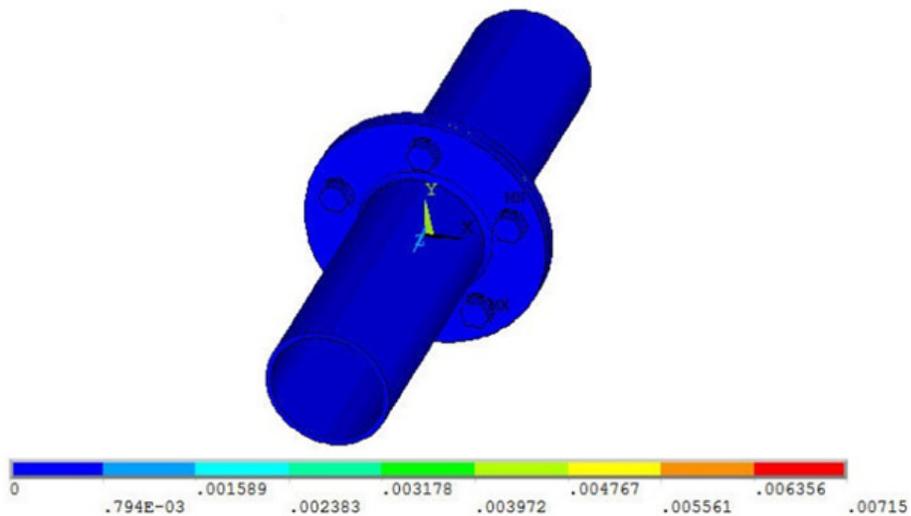


FIGURA7.37 Penetração de contato(mm)

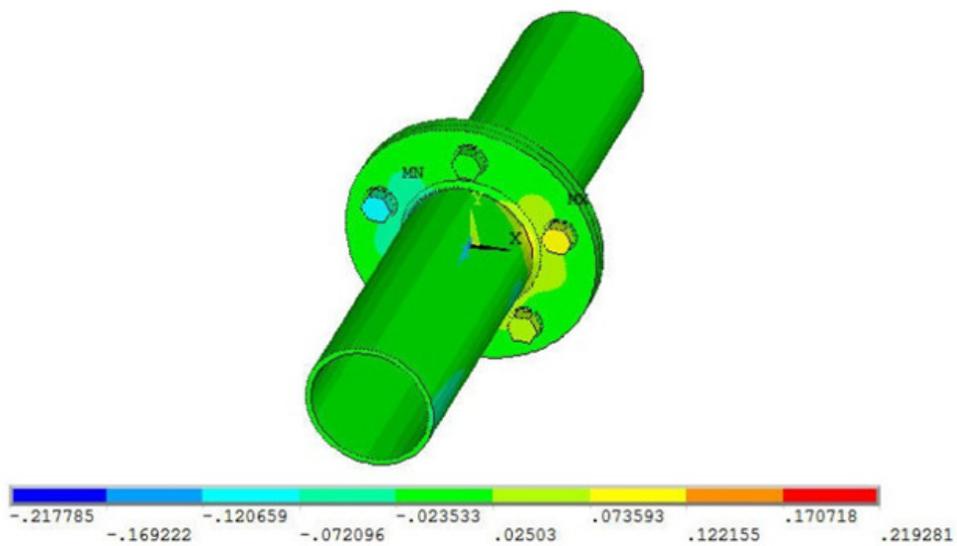


FIGURA7.38Deslocamento transversal em X(mm)

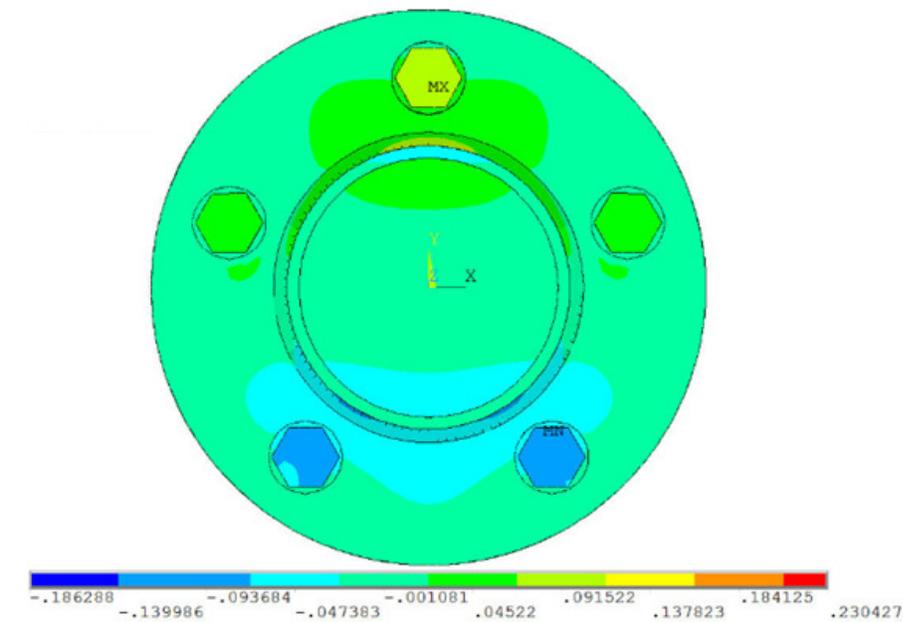


FIGURA7.39 Deslocamento transversal em Y, na placa (mm)

A Figura 7.40 mostra o deslocamento longitudinal, na direção do eixo Z, do modelo completo. Seu valor máximo é de 1,58mm, um valor adequado e próximo do obtido no modelo simétrico (1,62mm).A distribuição simétrica dos deslocamentos mostra coerência com o carregamento, sendo que as regiões próximas dos parafusos se deslocaram menos que as regiões distantes. NaFigura 7.41, a geometria deslocada está aumentada em 100 vezes, tornando mais visível a curvatura da placa e o estreitamento do tubo próximo da sua base.

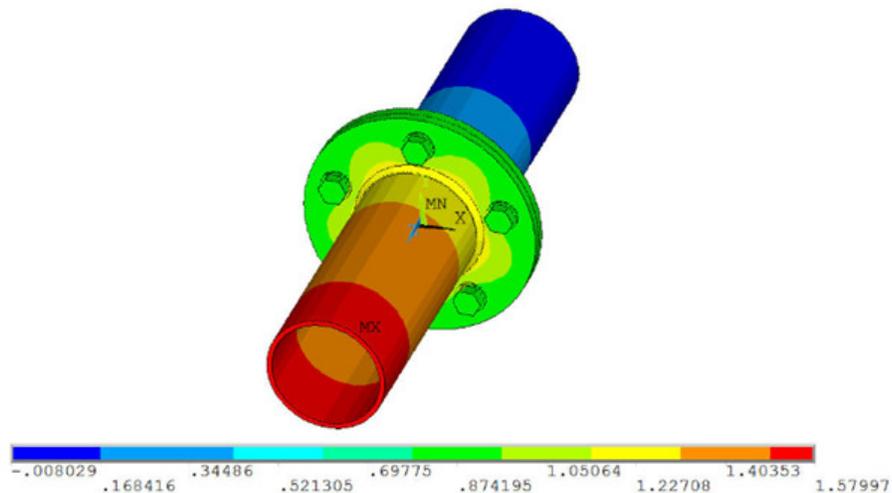


FIGURA7.40Deslocamento longitudinal em Z(mm)

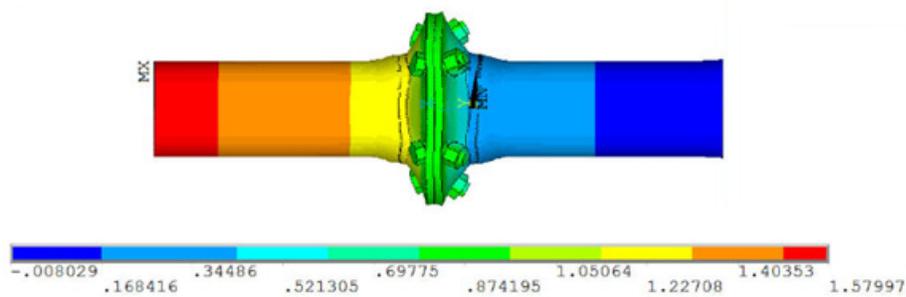


FIGURA 7.41 Deslocamento longitudinal em Z ampliado x100(mm)

A Figura 7.42, também aumentada 100 vezes, evidencia a curvatura da placa, assim como o contato entre elas, causando o efeito *prying*. Também consta a curvatura do tubo próximo à base, reduzindo a seção, como previsto por Couchaux, Hjiáj e Ryan (2010b) e Rockie e Griffiths (1970).

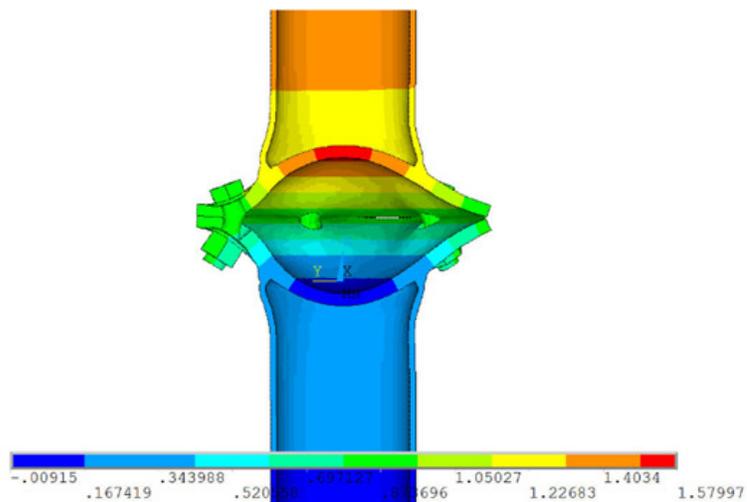


FIGURA 7.42 Corte longitudinal, deslocamento longitudinal ampliado x100(mm)

As figuras 7.43 a 7.47 ilustram o valor da tensão de Von Mises na ligação inteira e isoladamente nas partes. Nas figuras 7.43 e 7.44 apresentamos a distribuição da tensão no flange, com e sem os parafusos, a qual está uniformemente distribuída na ligação, fato compatível com a aplicação axial da tração.

Verifica-se que as tensões se concentram na solda e na região ao redor dos parafusos, atingindo o máximo de 485 MPa também nessas regiões. Este resultado mostra que, com a alteração do comportamento das superfícies de contato, as tensões são transmitidas pelos parafusos, e não mais através das placas conectadas. A tensão na maior parte do flange está

abaixo de 300 MPa, resultado compatível com a tensão de escoamento do aço utilizado, mostrando uma ligação segura.

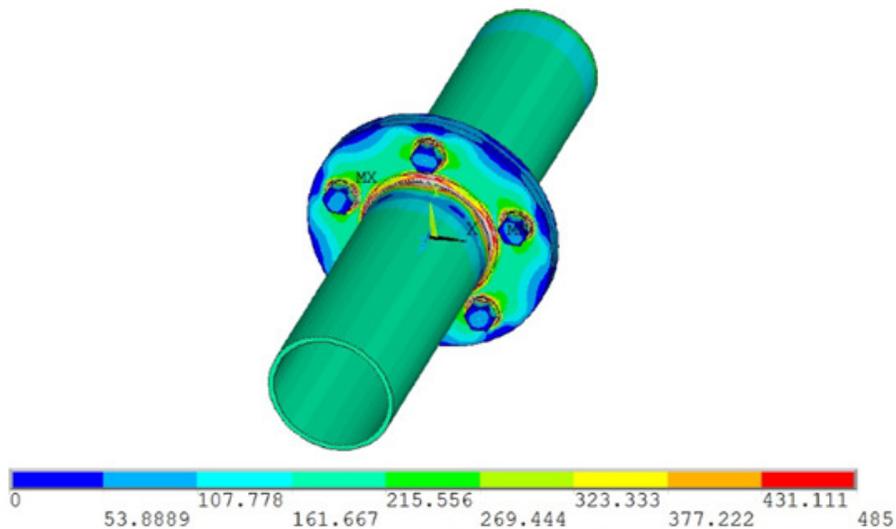


FIGURA7.43 Tensão de Von Mises,flange completo1(MPa)

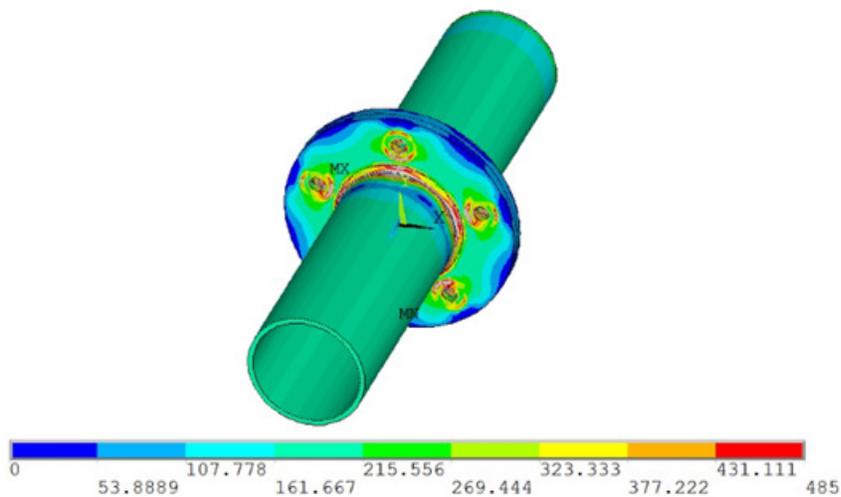


FIGURA7.44 Tensão de Von Mises,flange sem parafusos2 (MPa)

As próximas imagens, Figura 7.45 e Figura 7.46, mostram a tensão apenas nas placas, superior e inferior, respectivamente. Nelas, verifica-se a concentração de tensão na borda dos

---

<sup>1</sup> A imagem está em escala

<sup>2</sup> A imagem está em escala.

furos e na região da solda próxima aos parafusos, novamente confirmando o mecanismo da ligação, observa-se também que na maior parte da placa a tensão solicitante respeita a tensão de escoamento. Na Figura 7.46, a distribuição das tensões segue as linhas de escoamento propostas por Hirose e Kato (1985), validando o modelo.

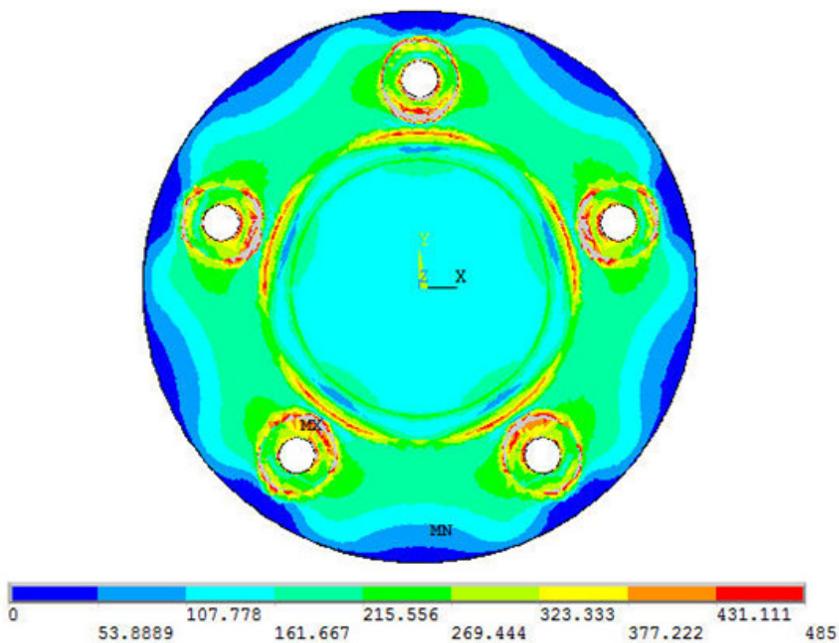


FIGURA 7.45 Tensão de Von Mises, vista superior da placa<sup>3</sup> (MPa)

---

<sup>3</sup> A imagem está em escala.

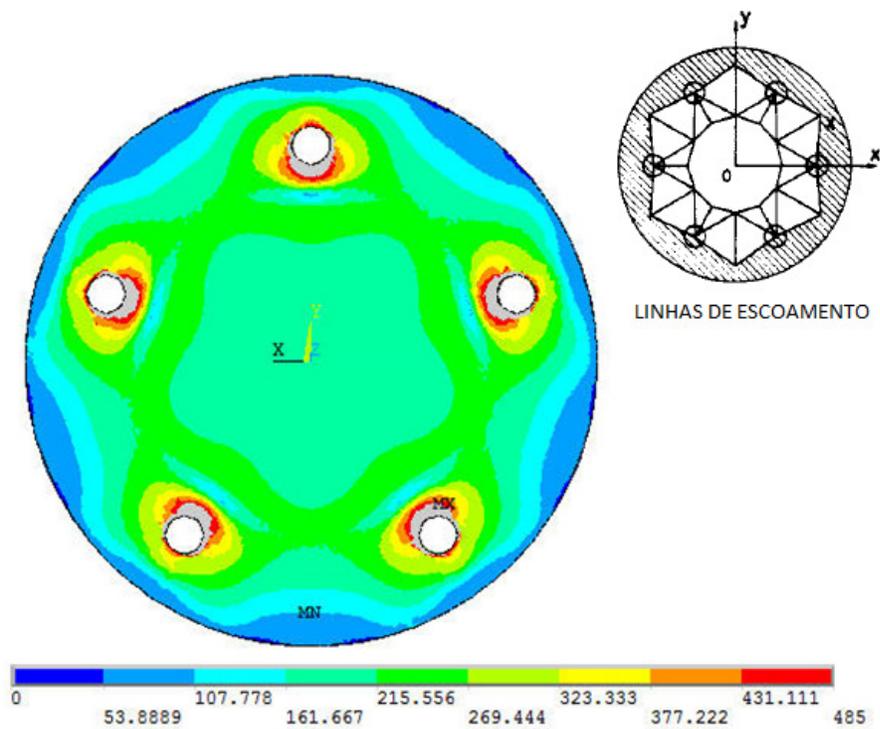


FIGURA 7.46 Tensão de Von Mises, vista inferior da placa<sup>4</sup> (MPa)

Na sequência, a Figura 7.47 mostra a tensão nos parafusos, também respeitando o limite de ruptura de 825 MPa em grande parte do parafuso, exceto por pontos localizados de concentração de tensão. Verifica-se que as tensões se concentram na região interna do parafuso, mostrando que as peças estão sujeitas a flexão devido à curvatura da placa.

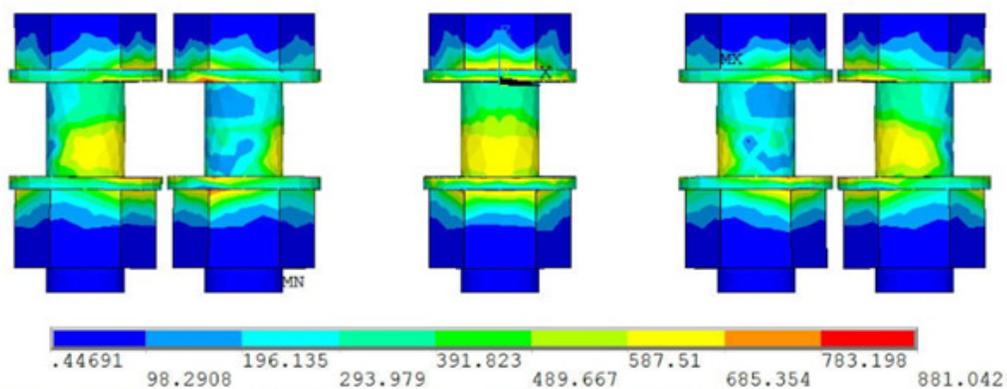


FIGURA 7.47 Tensão de Von Mises, parafusos (MPa)

<sup>4</sup> A imagem está em escala.

Como comparação com o modelo completo, foi modelada metade da ligação, que não considera a ocorrência do efeito alavanca. É interessante perceber que nesse modelo, apesar de também seguir as linhas de ruptura, a distribuição das tensões na placa é diferente do modelo completo, assim como seus valores, sendo próximas de 650MPa. Nos parafusos, a tensão no fuste é próxima de 560MPa. Logo, conclui-se que o efeito *prying* reduz as tensões na placa e aumenta as tensões nos parafusos, como previsto pela literatura.

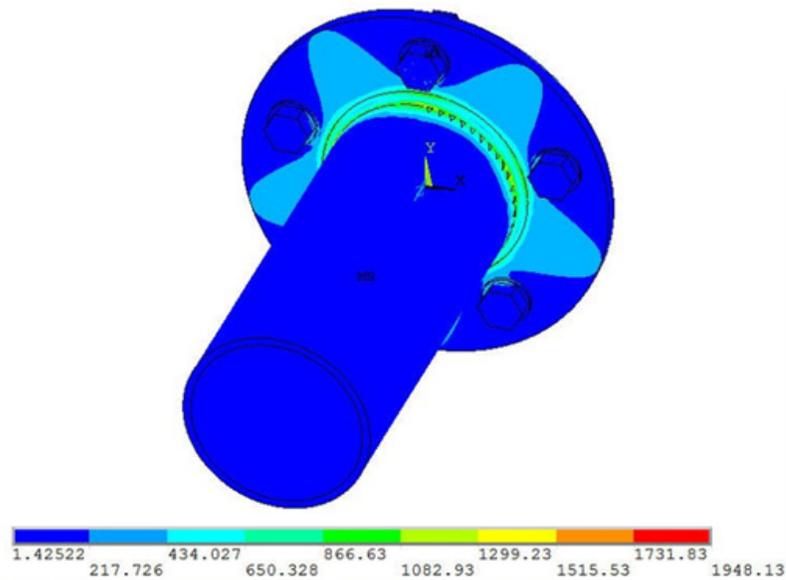


FIGURA7.48 Tensão de Von Mises, metade do flange (MPa)

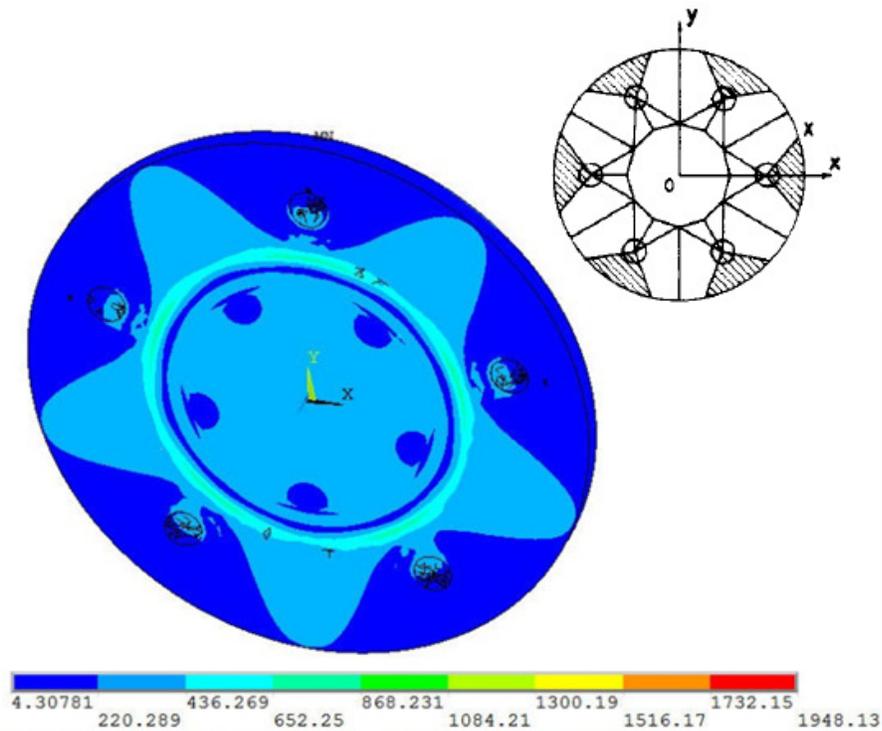


FIGURA7.49 Tensão de Von Mises,placa (MPa)

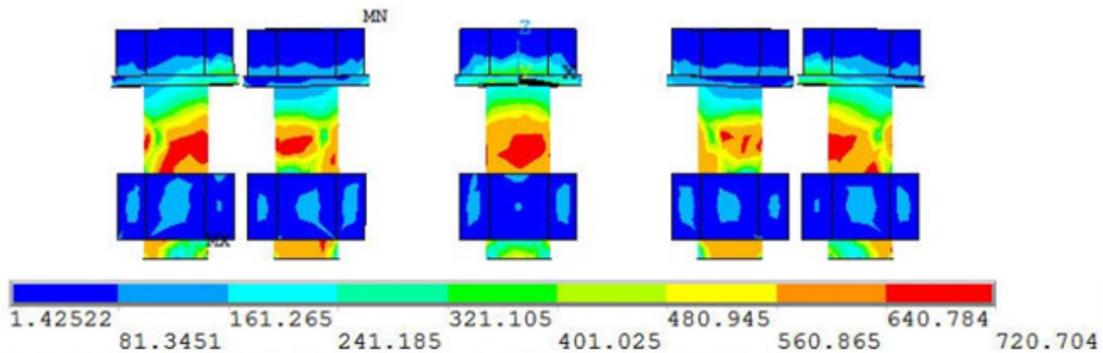


FIGURA7.50Tensão de Von Mises,parafusos da metade do flange (MPa)

Por fim, a última verificação desse modelo sem simetria foi o deslocamento longitudinal. Na borda da placa próxima do parafuso, região onde o contato acontece, o deslocamento longitudinal foi negativo, indicando o efeito alavanca. Dessa maneira, o valor desse deslocamento, 0,48mm, foi usado para calibrar o limite de penetração dos pares de contato explicados anteriormente. Segue a imagem (Figura 7.51):

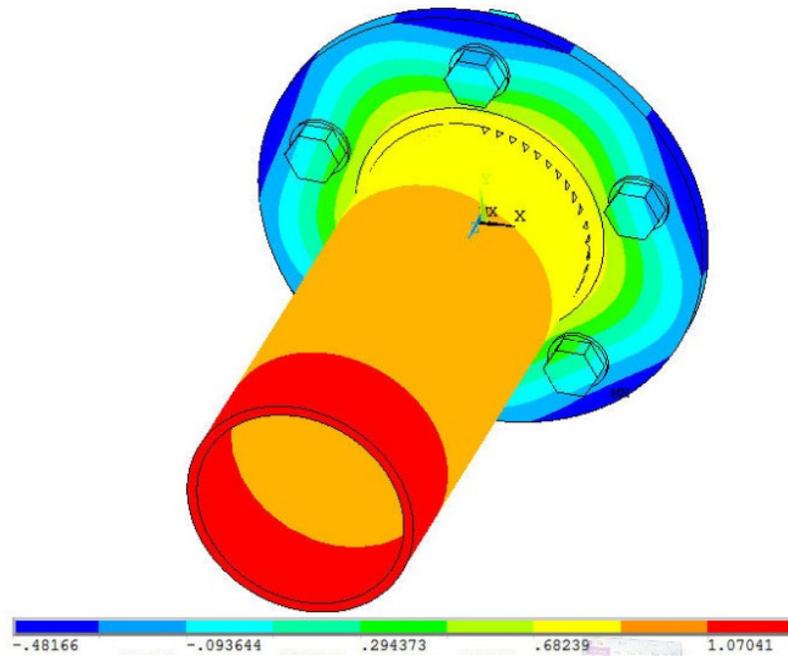


FIGURA7.51 Deslocamento longitudinal (mm)

Na sequência, como a proposta do trabalho é processar diversos modelos, a eficiência também é importante. Dessa forma, optou-se por considerar simetria no modelo, gerando apenas metade da ligação e usando uma superfície rígida para criar o contato, simulando a placa oposta (Figura 7.52).

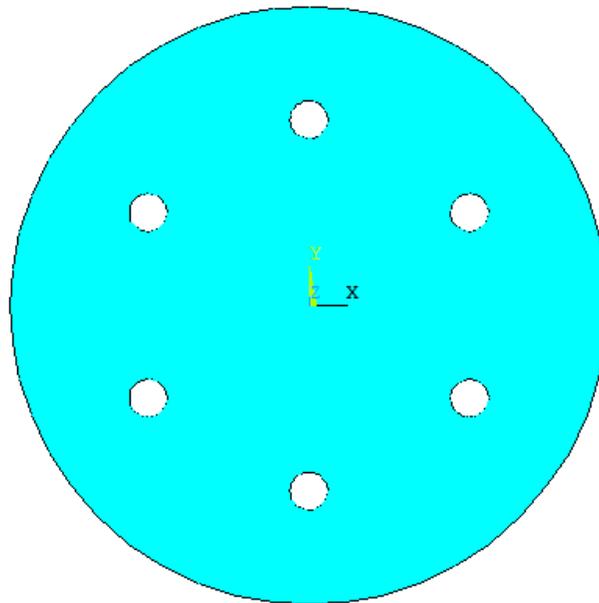


FIGURA7.52 Superfície rígida

Assim, foram gerados cinco modelos com carga axial, apenas como um estudo preliminar para verificar o funcionamento do modelo. As ligações foram geradas usando o cálculo proposto neste trabalho, ou seja, considerando-se uma solicitação axial, um tubo e um diâmetro de parafuso, foram obtidas a espessura de solda e placa, e quantidade de parafusos.

As espessuras de placa não são comerciais e a quantidade de parafusos é a fornecida pelo cálculo, não respeitando o mínimo de cinco (NBR16239/2013). Este critério foi adotado para que a análise do comportamento da ligação fosse mais precisa. Abaixo, exibimos a Tabela 7.2 com os dados resumidos, assim como as imagens dos modelos.

**Tabela 7.2 Modelos axiais**

Modelo	$N_{sd}$ (N)	$d_0$ (mm)	$t_0$ (mm)	$d_b$ (mm)	$h$ (mm)	$t_f$ (mm)	$e_1$ (mm)	$f_3$
AXIAL-01	200000	60,3	4	15,875	6	10,56	30	3,8
AXIAL-02	400000	73	7,1	15,875	10	14,2	30	4,22
AXIAL-03	600000	168,3	7,1	22,2	7	13,9	40,4	6,55
AXIAL-04	700000	114,3	7,1	22,2	11	17,5	40	4,86
AXIAL-05	900000	141,3	8	22,2	12	18,3	40	5,72

Apesar de esses modelos serem apenas um estudo do comportamento do modelo e do cálculo, vale dizer que as tensões estão dentro dos limites aceitáveis, e distribuídas de forma simétrica, compatível com a solicitação axial. Verificando as imagens apresentadas, pode-se confirmar que a tensão segue as linhas de ruptura, demonstradas anteriormente, e na grande parte da superfície da placa, assim como nos parafusos, a tensão respeita o limite de escoamento do material.

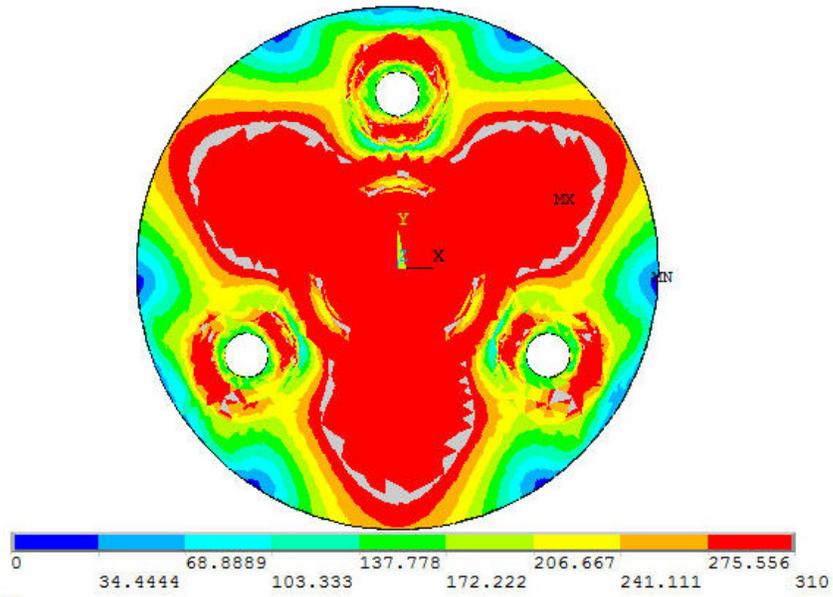


FIGURA7.53 Tensão de Von Mises<sup>5</sup>, placa, AXIAL-01(MPa)

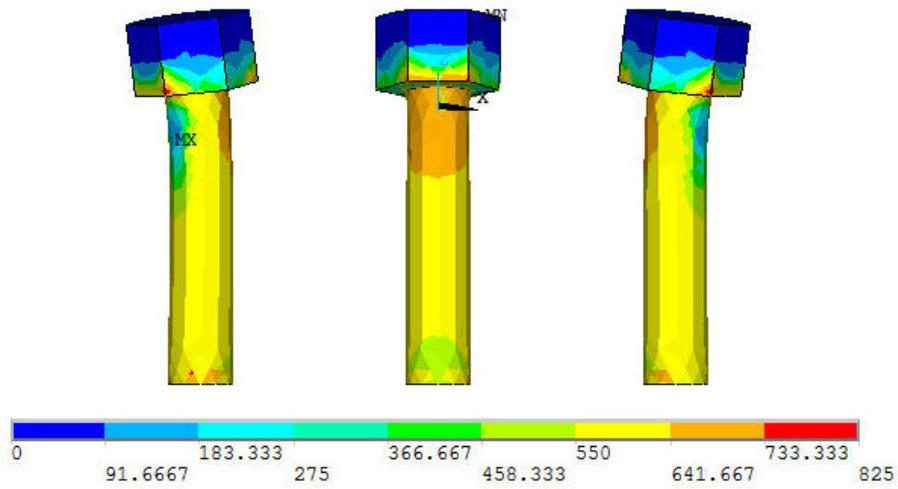


FIGURA7.54 Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-01(MPa)

<sup>5</sup> A imagem está em escala.

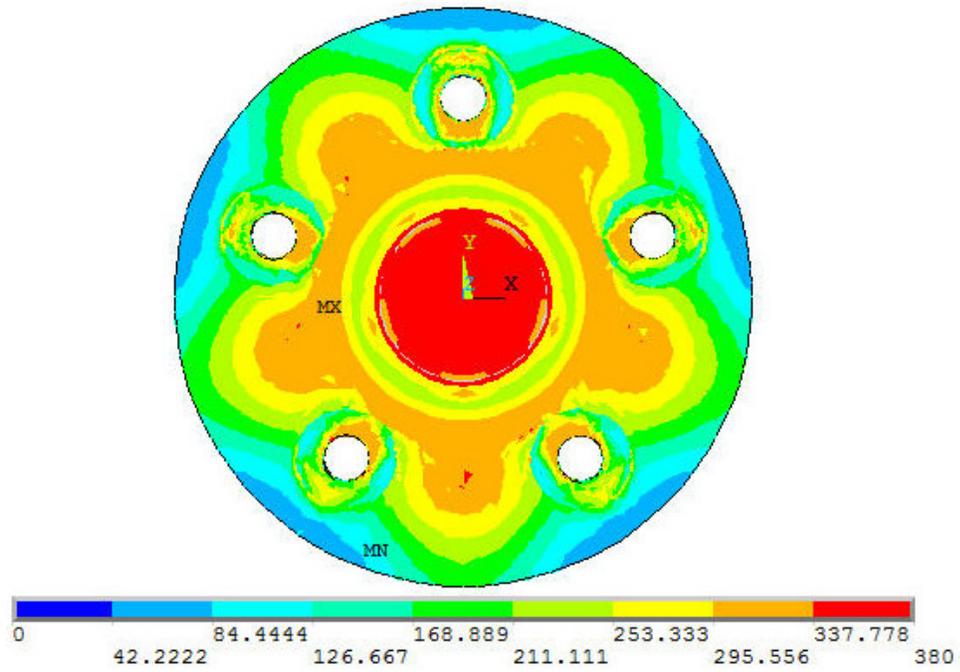


FIGURA7.55 Tensão de Von Mises<sup>6</sup>, placa, AXIAL-02(MPa)

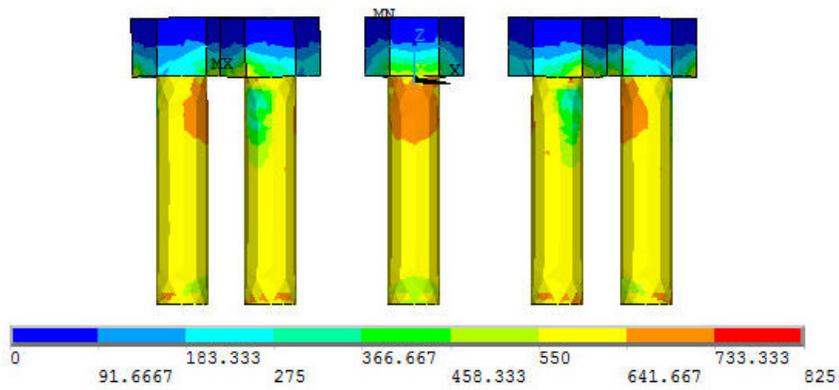


FIGURA7.56 Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-02(MPa)

<sup>6</sup> A imagem está em escala.

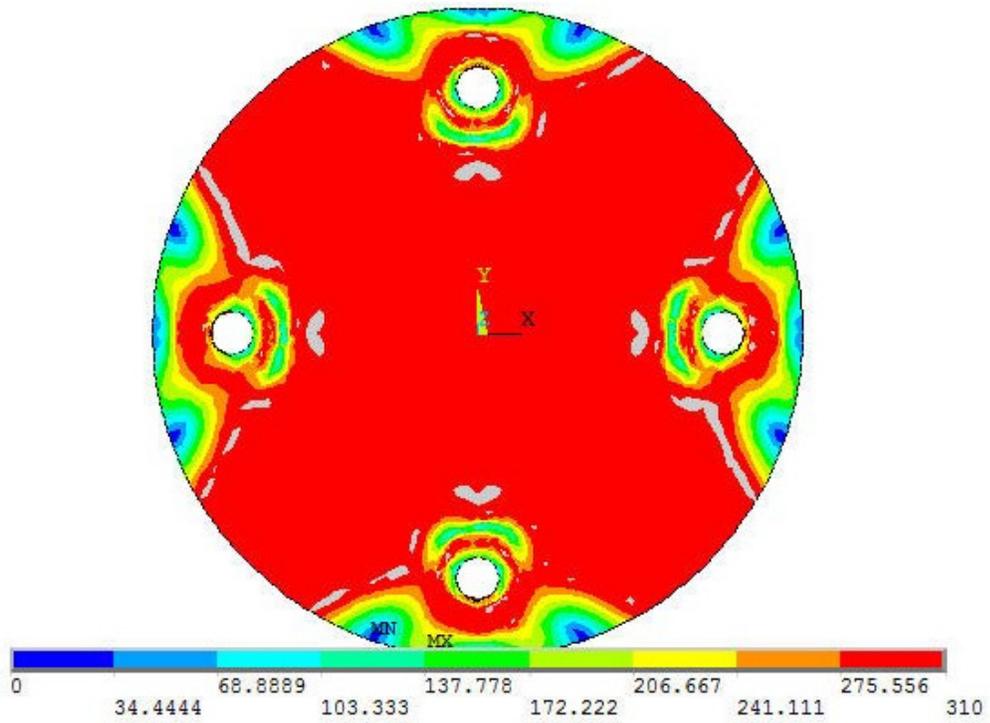


FIGURA7.57Tensão de Von Mises<sup>7</sup>, placa, AXIAL-03(MPa)

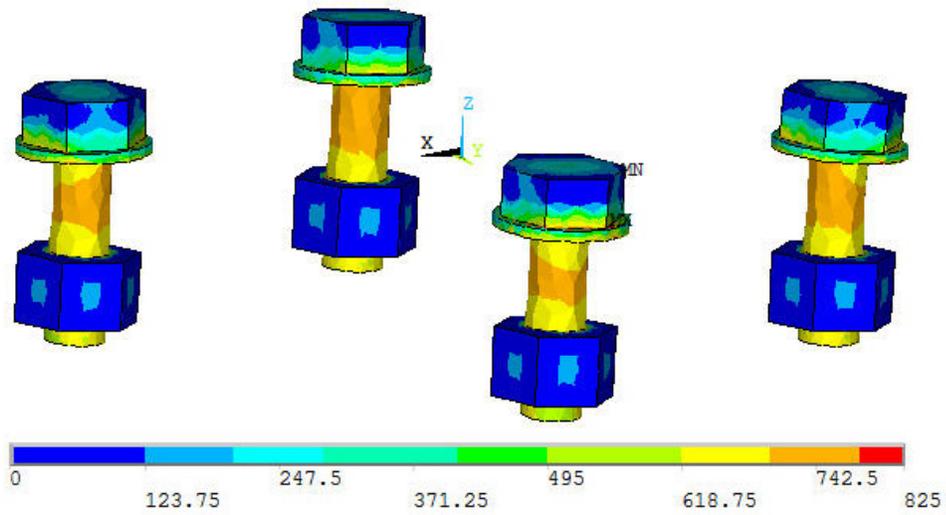


FIGURA7.58Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-03 (MPa)

<sup>7</sup> A imagem está em escala.

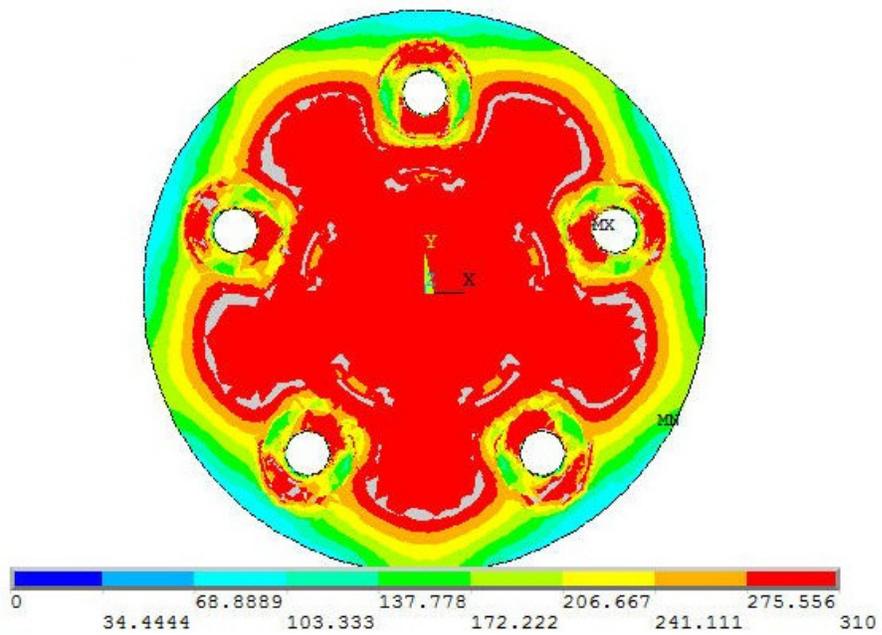


FIGURA7.59 Tensão de Von Mises<sup>8</sup>, placa, AXIAL-04 (MPa)

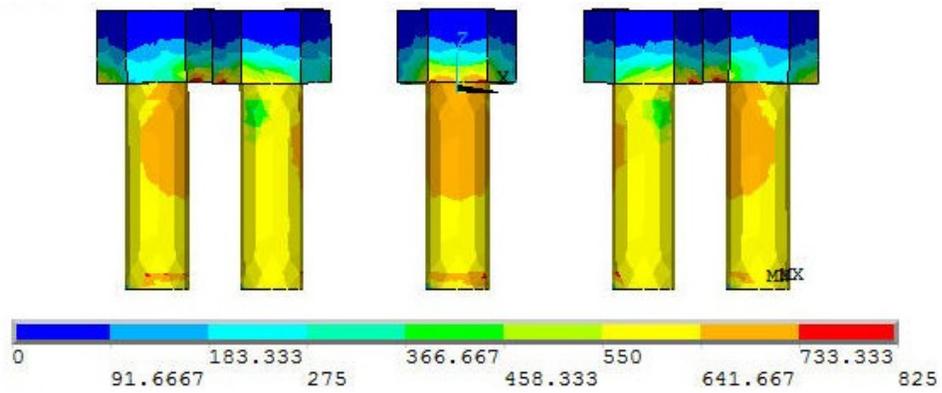


FIGURA7.60 Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-04(MPa)

<sup>8</sup> A imagem está em escala.

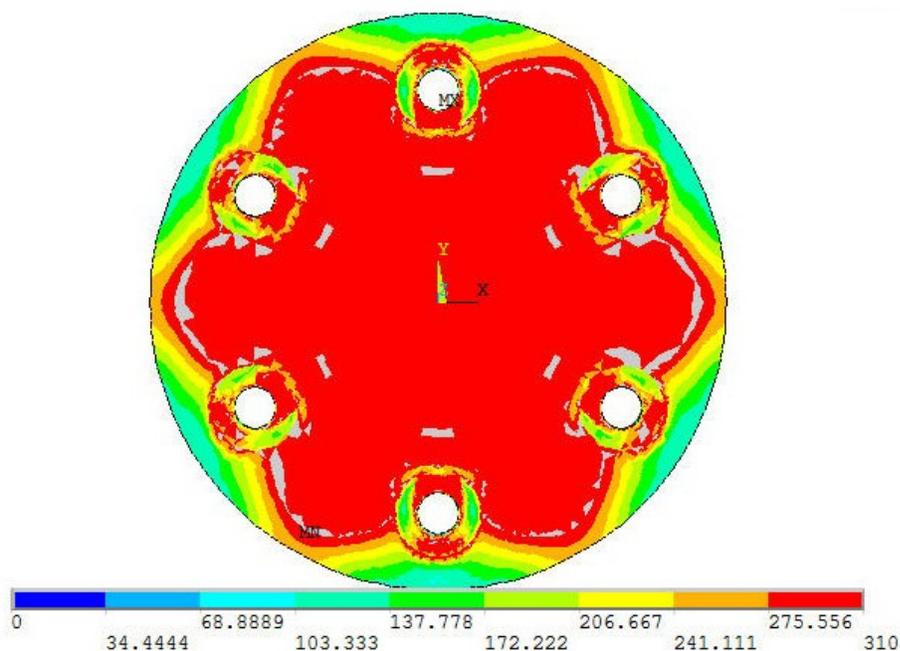


FIGURA7.61 Tensão de Von Mises<sup>9</sup>, placa, AXIAL-05(MPa)

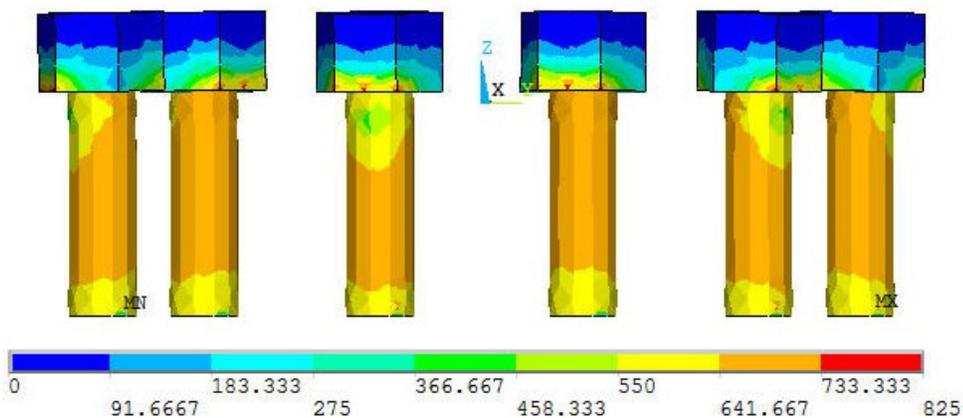


FIGURA7.62 Tensão de Von Mises, parafusos, AXIAL-05(MPa)

### 7.5 Calibração do modelo axial

Inicialmente, para calibrar o modelo simétrico, foram dimensionadas três ligações. O dimensionamento foi feito com base na obtenção analítica de  $f_3$ , proposta neste trabalho, porém, a sequência de cálculo foi diferente. Escolhido o tubo de bitola 168,3x11, para manter o valor de  $f_3$  igual em todos os modelos, foram propostas três espessuras de placas, todas comerciais,

<sup>9</sup> A imagem está em escala.

12,5mm, 16mm e 19mm, e com base nessas espessuras foram calculadas as respectivas forças axiais. Para identificação, os modelos são, respectivamente, CAL-01, CAL-02 e CAL-03.

$$N_{sd} = \frac{t_f^2 \times f_{yp} \times \pi \times f_3}{2 \times \gamma_{a1}}$$

A partir dessas cargas, para cada modelo foi calculada a quantidade de parafusos e altura de solda. Como para o modelo CAL-03 o carregamento resultante foi maior, e conseqüentemente também a quantidade de parafusos e altura de solda, esses parâmetros foram adotados para os três modelos. Essa padronização foi feita para que fosse analisada apenas a placa, a fim de obter uma tolerância para a tensão nessa peça, ou seja, qual a porcentagem dessa tensão em relação ao limite de escoamento do aço, e dessa forma, considerar correto o modelo excêntrico que atingiu esse mesmo limite na placa.

Nesses modelos, a seção do parafuso modelada foi efetiva, e não foram considerados os coeficientes de segurança. Seguem as imagens da tensão na placa (figuras 7.63, 7.64 e 7.65), ressaltando que elas estão em escala. As regiões cinza estão com tensões maiores que o limite.

Os dois primeiros modelos têm a distribuição semelhante, com as maiores tensões ocorrendo em uma região limitada próxima da solda, pois o parafuso está maior que o necessário, aumentando a rigidez relativa entre o parafuso e a placa, logo, reduzindo suas deformações. O terceiro modelo tem os parafusos coerentes com sua solicitação, logo, eles deformam mais, alterando a distribuição de tensões na placa, aumentando a região com tensões mais elevadas. Dessa maneira, temos as seguintes porcentagens:

$$\text{CAL-01: } \sigma_1 = 1,10 \times f_y; \text{ CAL-02: } \sigma_2 = 1,10 \times f_y; \text{ CAL-03: } \sigma_3 = 1,05 \times f_y$$

Para obter a tolerância final, posteriormente analisada no modelo excêntrico, optou-se como critério por calcular a média aritmética das tolerâncias parciais desses modelos.

$$Tol = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \rightarrow Tol = 1,08 \times f_y$$

$$Tol = \frac{1,10 \times f_y + 1,10 \times f_y + 1,05 \times f_y}{3} \rightarrow Tol = 1,08 \times f_y \rightarrow Tol = 324 \text{ MPa}$$

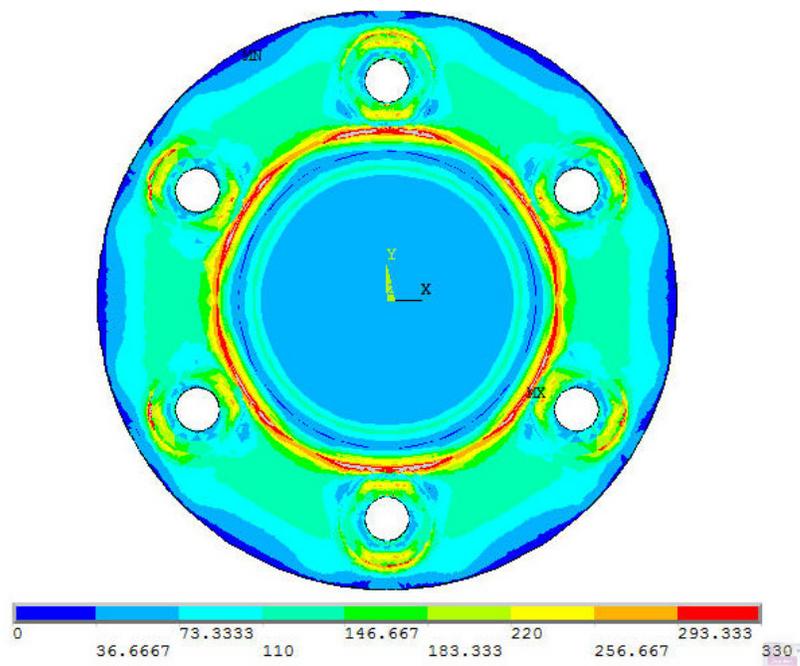


FIGURA 7.63 Tensão de Von Mises<sup>10</sup>, placa, CAL-01 (MPa)

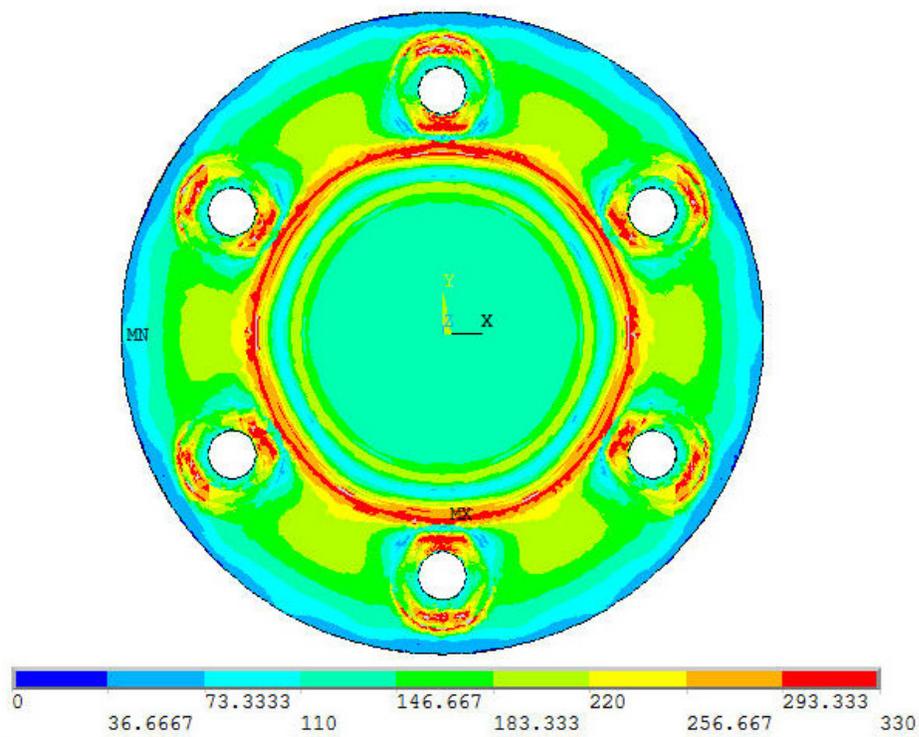


FIGURA 7.64 Tensão de Von Mises<sup>11</sup>, placa, CAL-02 (MPa)

<sup>10</sup> A imagem está em escala.

<sup>11</sup> A imagem está em escala.

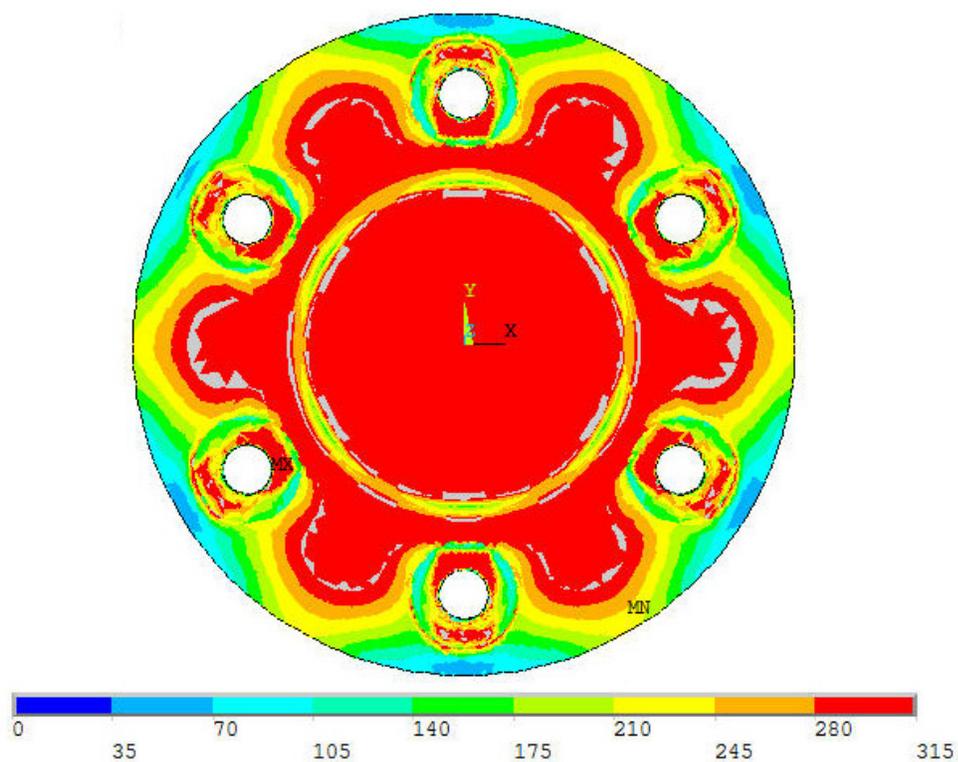


FIGURA 7.65 Tensão de Von Mises<sup>12</sup>, placa, CAL-03 (MPa)

Assim, o modelo excêntrico foi considerado adequado quando a tensão de uma região considerável da placa atingiu um valor menor que a tolerância estabelecida de 324MPa. A Tabela 7.3 exibe o resumo dos modelos de calibração.

**Tabela 7.3 Parâmetros dos Modelos de Calibração**

Modelo	$N_{sd}$ (N)	$d_o$ (mm)	$t_o$ (mm)	$d_b$ (mm)	$h$ (mm)	$t_f$ (mm)	$e_1$ (mm)	$f_3$
CAL-01	477320	168,3	11	25	12	12,5	30	6,48
CAL-02	782041	168,3	11	25	12	16	30	6,48
CAL-03	1102800	168,3	11	25	12	19	40	6,48

<sup>12</sup> A imagem está em escala.



## 8 MODELAGEM NUMÉRICA PARA CARGA EXCÊNTRICA

### 8.1 Conceito do Dimensionamento Excêntrico

Neste capítulo é apresentada a proposta de cálculo para o dimensionamento com carga de tração excêntrica. Usando o gráfico já consagrado do fator  $f_3$ , proposto por Wardenier e CIDECT (2008) e deslocando a curva existente, foram criadas novas curvas para novos adimensionais, cada uma representando uma excentricidade.

Usando o modelo axial CAL-03 como base, foi gerado o modelo EXC-01, cuja diferença em relação ao CAL-03 é uma carga de tração menor, porém excêntrica. Nesse modelo foi aplicada uma série de cargas axiais com diferentes excentricidades, sempre garantindo que a tensão no tubo fosse menor que a de escoamento, de forma a verificar apenas o comportamento da ligação, deslocamentos e tensões na placa e nos parafusos.

Para cada carga axial aplicada, as tensões na ligação foram analisadas. Uma vez confirmado que essas tensões estavam dentro do limite preestabelecido de 324MPa, com a carga axial aplicada e a espessura da chapa, foi calculado o adimensional segundo a fórmula abaixo.

$$f_i = \frac{2 \times N_{sd}}{f_{yp} \times \pi \times t_f^2}$$

$N_{sd}$ : Força normal de tração aplicada

$f_{yp}$ : Tensão de escoamento da placa

$t_f$ : Espessura da placa

Dessa forma, foi obtida uma série de adimensionais, todos eles menores que o  $f_3$  para cargas axiais, visto que cada solicitação normal é menor que a do modelo CAL-03. Assim, obtida a série de adimensionais, cada um para uma respectiva excentricidade, percebeu-se que a partir de certo ponto alguns parafusos ficavam comprimidos, o que levou à definição de dois fatores adimensionais:  $f_4$ , quando todos os parafusos estão tracionados, e  $f_5$ , usado quando o parafuso mais distante da linha neutra começa a comprimir; ou seja, para pequenas e grandes excentricidades, respectivamente.

## 8.2 Geração do Modelo Excêntrico

Para a simulação da excentricidade no Ansys, foi criado um anel rígido no tubo. No modelo axial, a carga foi aplicada como uma pressão uniformemente distribuída na seção do tubo. No modelo excêntrico, a opção foi criar um anel rígido na extremidade do tubo, com um comprimento de sete elementos e módulo de elasticidade de 20000000MPa, 100 vezes maior que do aço. A Figura 8.1 mostra o anel rígido.

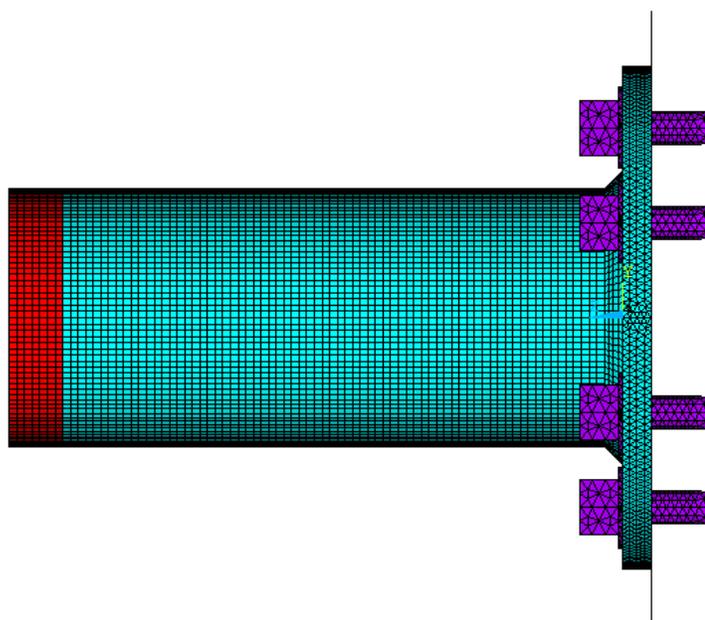


FIGURA8.1Anel rígido

Para a determinação desse valor do módulo de elasticidade foram feitos modelos com valores diferentes. Com o resultado desses valores, observou-se a magnitude dos deslocamentos na placa. Como os resultados entre os diferentes valores foram próximos, optou-se por usar o módulo de elasticidade do material rígido como sendo 100 vezes o do aço.

As figuras seguintes mostram esses resultados. Na Figura 8.2, na qual o módulo de elasticidade considerado foi 100 vezes maior que do aço, verifica-se um deslocamento máximo de 0,6149 mm na região vermelha, sendo que na Figura 8.3 este mesmo deslocamento foi de 0,6191 mm, demonstrando uma diferença de 0,67%, não justificando assim, uma análise mais precisa da convergência desse deslocamento.

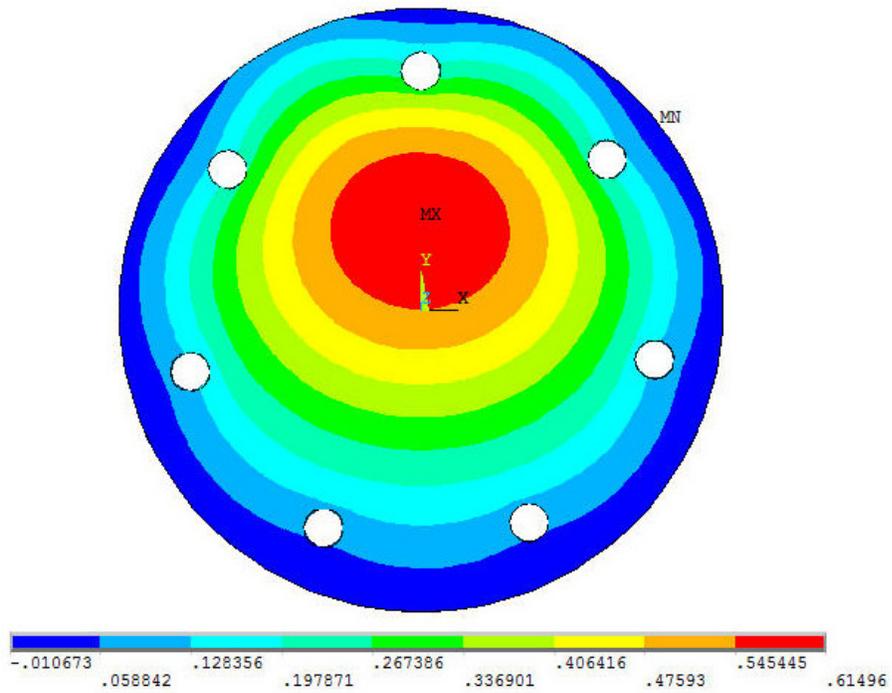


FIGURA8.2 Módulo de elasticidade 20000000 MPa (100x) (mm)

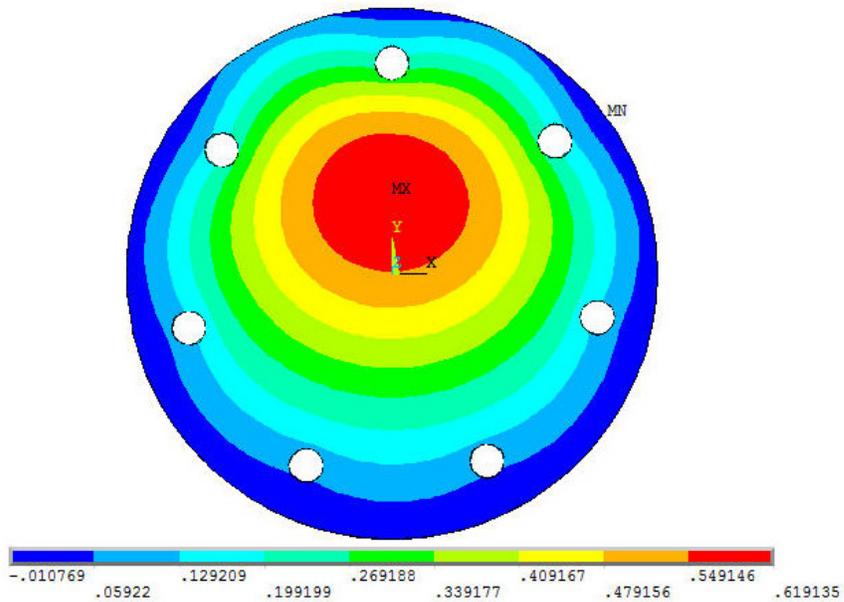


FIGURA8.3 Módulo de elasticidade 10000000 MPa (50x) (mm)

Nesse anel rígido foram aplicadas quatro forças nodais. Sendo o eixo Z longitudinal, com sentido positivo apontando para a extremidade do tubo oposta à placa, um par de forças tem o

valor de metade da normal utilizada e foi aplicado no sentido positivo de Z; as forças do outro par têm sentidos opostos, uma no Z positivo e outra no negativo, representando o binário do momento. Essas forças e sua forma de aplicação estão apresentadas na Figura 8.4.

$$N_{Normal} = \frac{N_{Sd}}{2}; N_{Momento} = \frac{M_{Sd}}{d_0 - t_0}$$

$d_0$ : Diâmetro do tubo

$t_0$ : Espessura do tubo

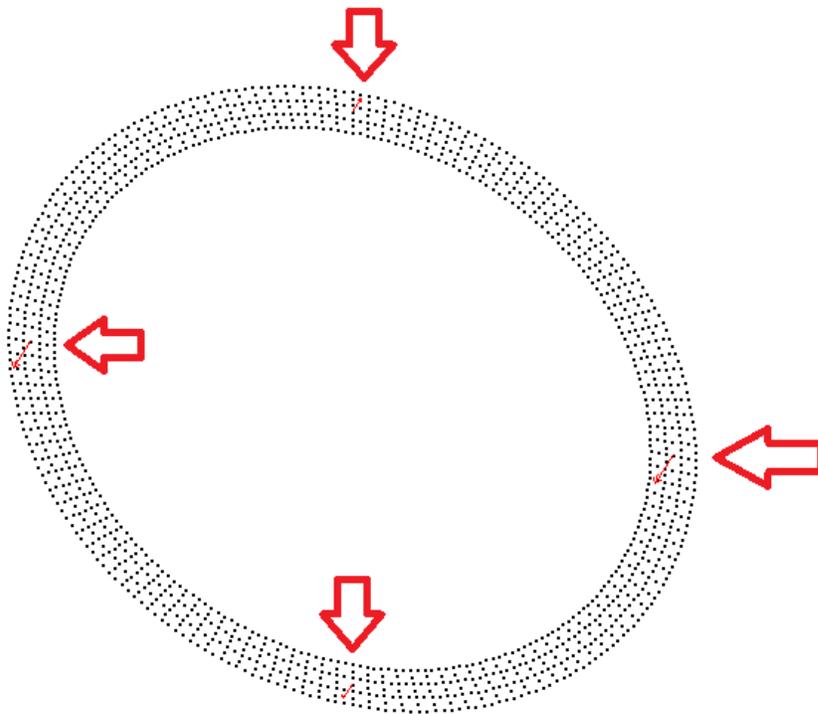


FIGURA8.4 Cargas nodais

Para que os gráficos pudessem ser utilizados para uma seção genérica, optou-se por separar os adimensionais obtidos conforme a relação entre a excentricidade e o diâmetro do tubo. Na sequência foi apresentada a tabela para o modelo EXC-01.

**Tabela 8.1 Parâmetros dos adimensionais**

N (N)	M (N.cm)	e/D	f <sub>i</sub>
800000	800000	0,06	4,70
533333,3	800000	0,09	3,14
400000	800000	0,12	2,35
320000	800000	0,15	1,88
266666,6	800000	0,18	1,57
228571,4	800000	0,21	1,34
200000	800000	0,24	1,18

Inicialmente, para explicar a separação entre os adimensionais  $f_4$  e  $f_5$ , apenas as imagens de deslocamento dos parafusos foram exibidas. No parafuso localizado na coordenada Y positiva houve inversão de deslocamento, ou seja, a excentricidade foi suficiente para anular a tração nesse elemento. Evidenciando este fato, verificam-se os deslocamentos praticamente nulos nas figuras seguintes.

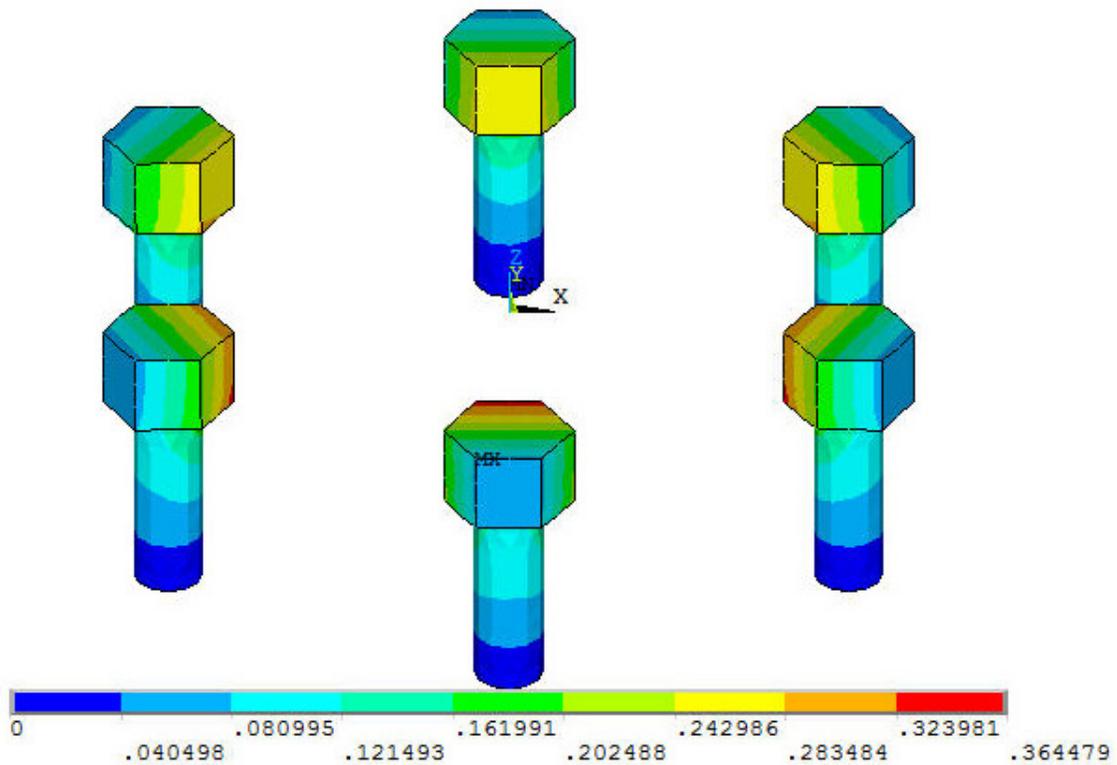


FIGURA8.5 Deslocamento longitudinal, parafusos,  $e/D = 0,06$ (mm)

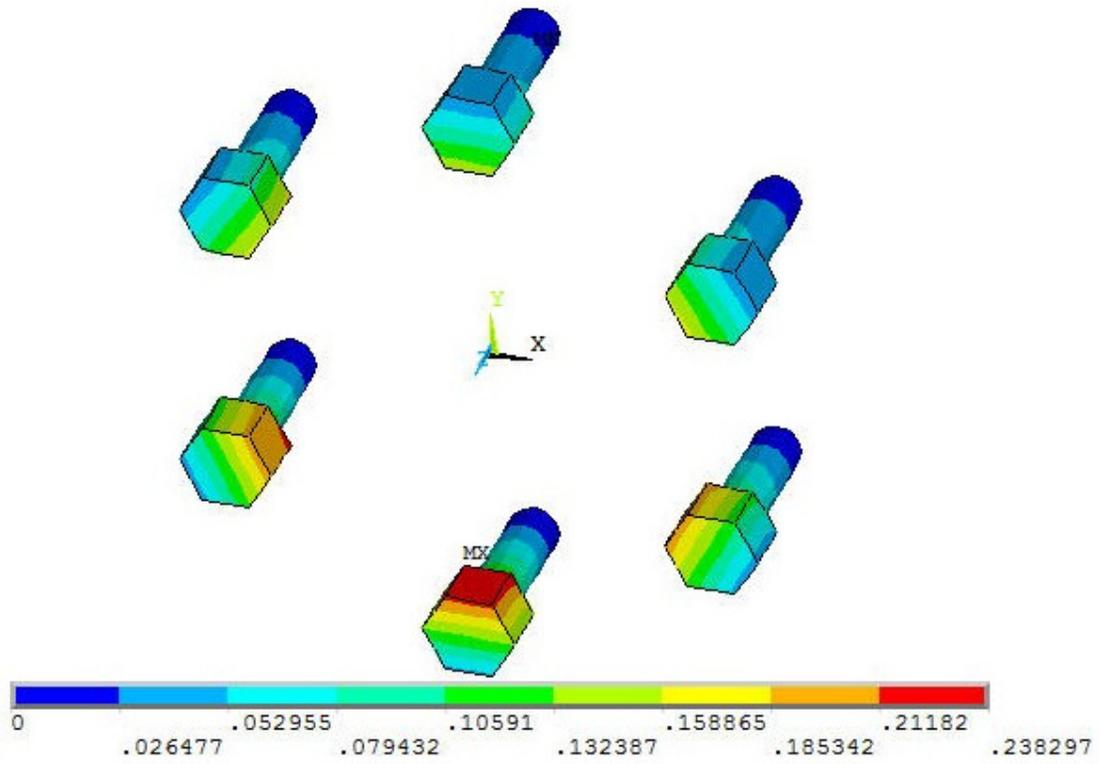


FIGURA8.6Deslocamento longitudinal, parafusos,  $e/D = 0,09$ [(mm)

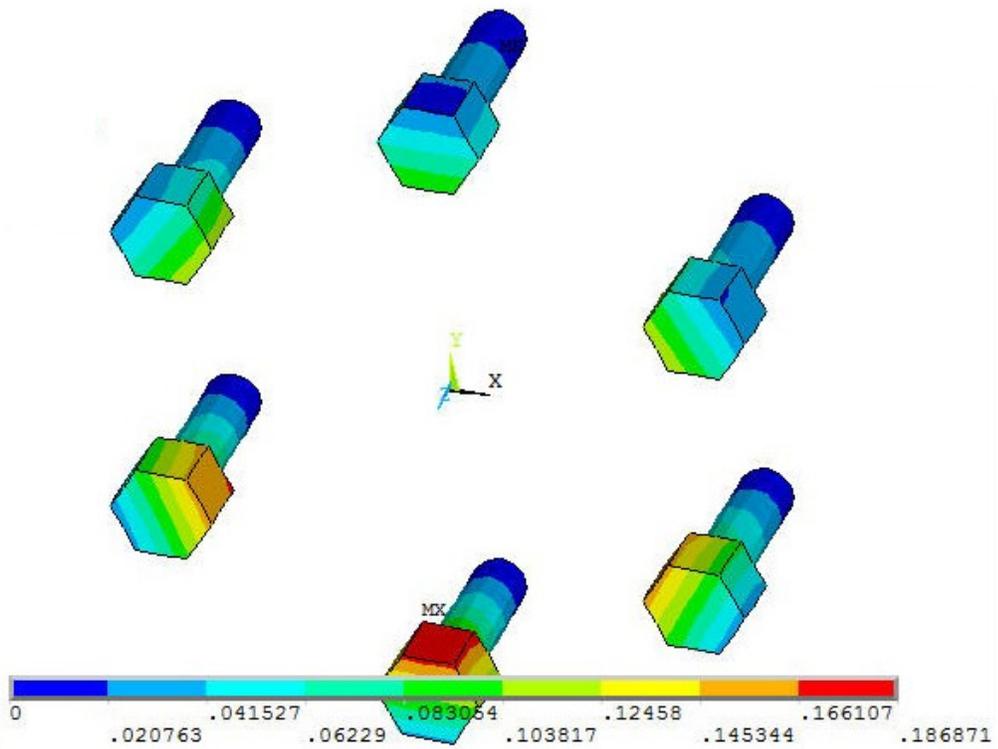


FIGURA8.7Deslocamento longitudinal, parafusos,  $e/D = 0,12$ [(mm)

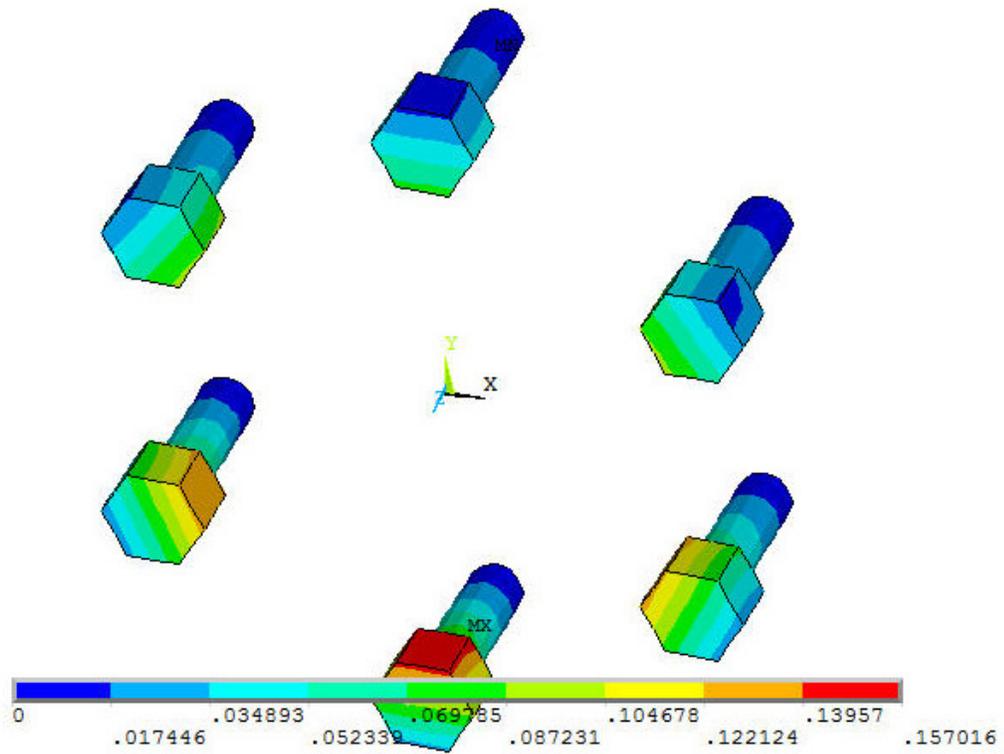


FIGURA8.8Deslocamento longitudinal, parafusos,  $e/D = 0,15$ [(mm)]

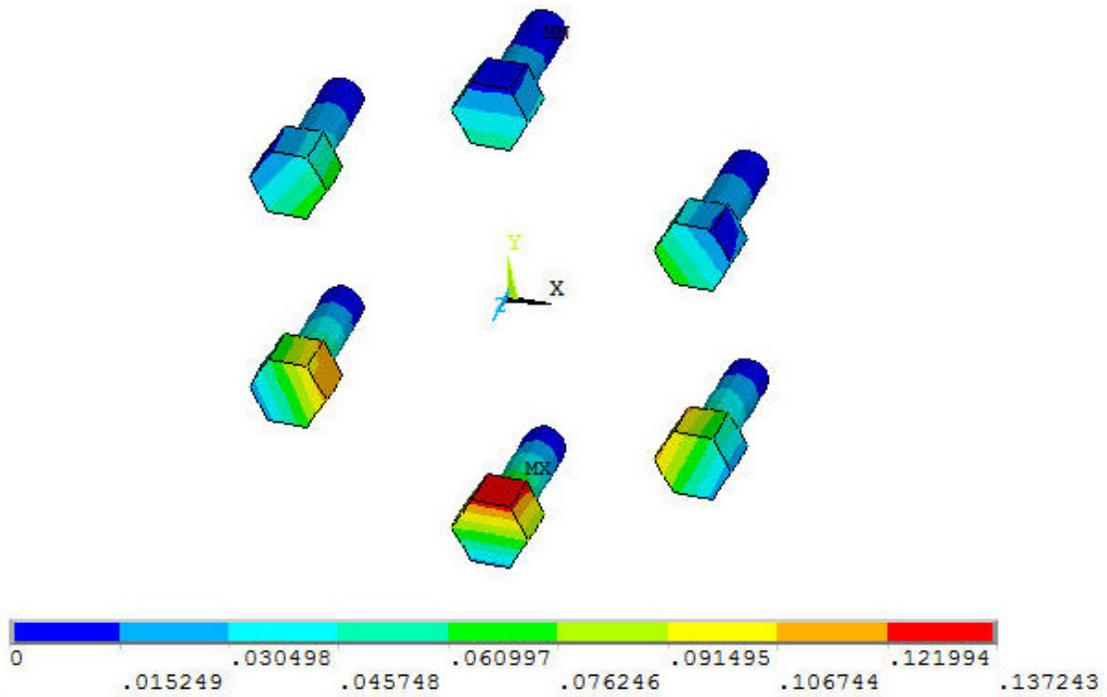


FIGURA8.9Deslocamento longitudinal, parafusos,  $e/D = 0,18$ [(mm)]

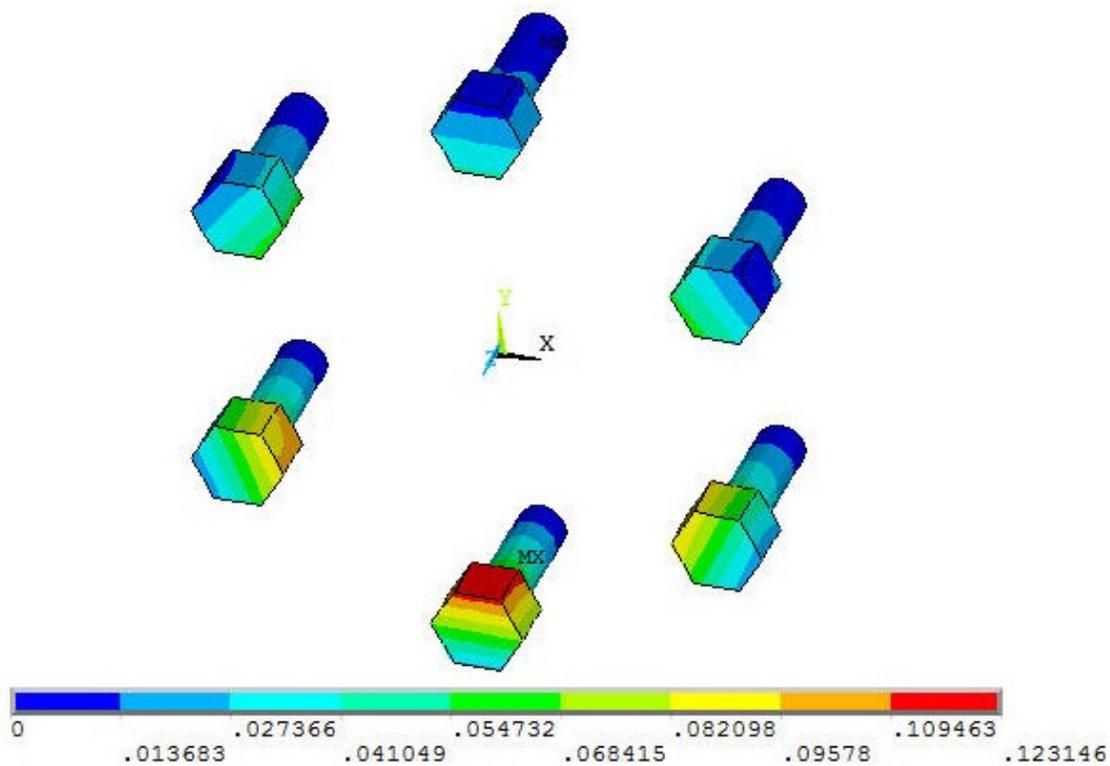


FIGURA8.10 Deslocamento longitudinal, parafusos,  $e/D = 0,21$ [(mm)]

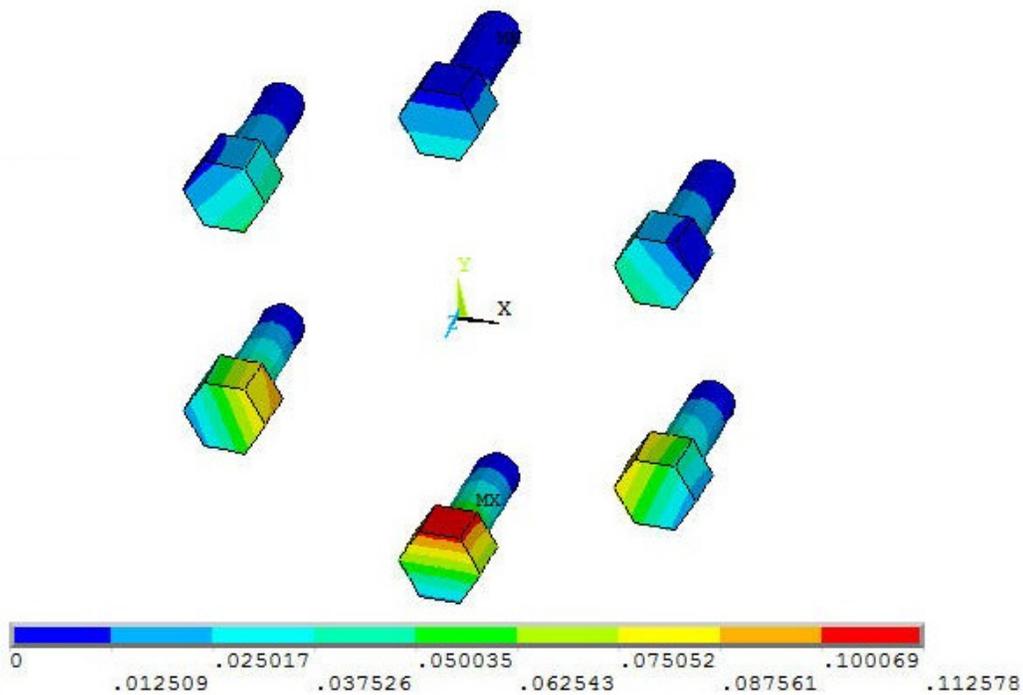


FIGURA8.11 Deslocamento longitudinal, parafusos,  $e/D = 0,24$ [(mm)]

Como critério para a separação entre pequena e grande excentricidade, considerou-se que quando a deformação do parafuso menos tracionado for menor que 50% da deformação do mais tracionado, esse parafuso começou a comprimir, logo, temos grande excentricidade. Analisando as imagens anteriores, foi estabelecida a seguinte divisão:

$$\frac{e}{D} = 0 \rightarrow f_3; \frac{e}{D} < 0,12 \rightarrow f_4; \frac{e}{D} \geq 0,12 \rightarrow f_5$$

Nas imagens seguintes foram escolhidas apenas três excentricidades, mostrando os extremos. Para pequena excentricidade,  $e/D = 0,06$ , verifica-se que tanto as tensões na placa quanto nos parafusos começam a demonstrar assimetria. Na excentricidade de transição,  $e/D = 0,12$ , acontece o início da compressão dos parafusos, confirmada pela tensão quase nula nos parafusos comprimidos. Por fim, em  $e/D = 0,24$ , uma vez que as tensões acima da linha neutra são baixas, fica evidente que essa parte está comprimida, e a parte inferior, tracionada. Com base nesses resultados, foram traçadas as novas curvas de adimensionais.

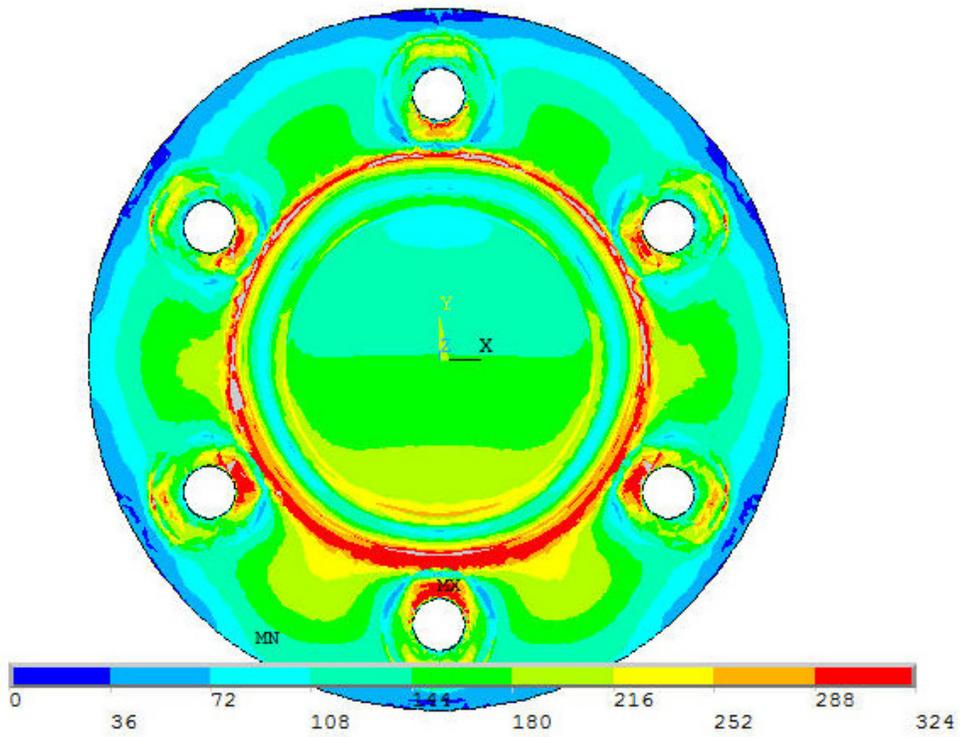


FIGURA 8.12 Tensão de Von Mises<sup>13</sup>, placa,  $e/D = 0,06$  [(MPa)]

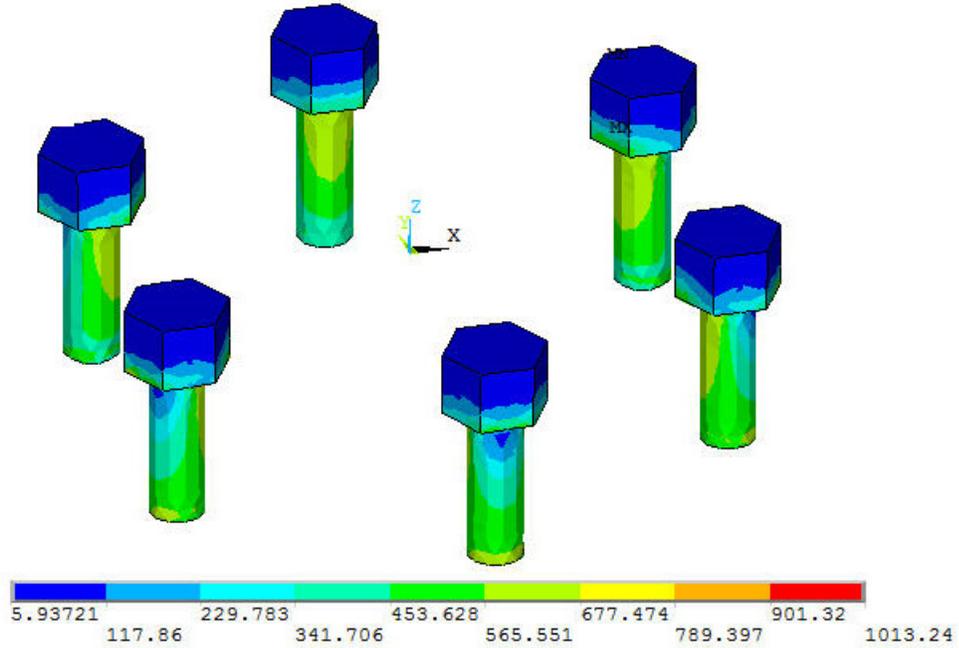


FIGURA 8.13 Tensão de Von Mises<sup>14</sup>, parafusos,  $e/D = 0,06$  [(MPa)]

<sup>13</sup> A imagem está em escala

<sup>14</sup> A imagem está em escala.

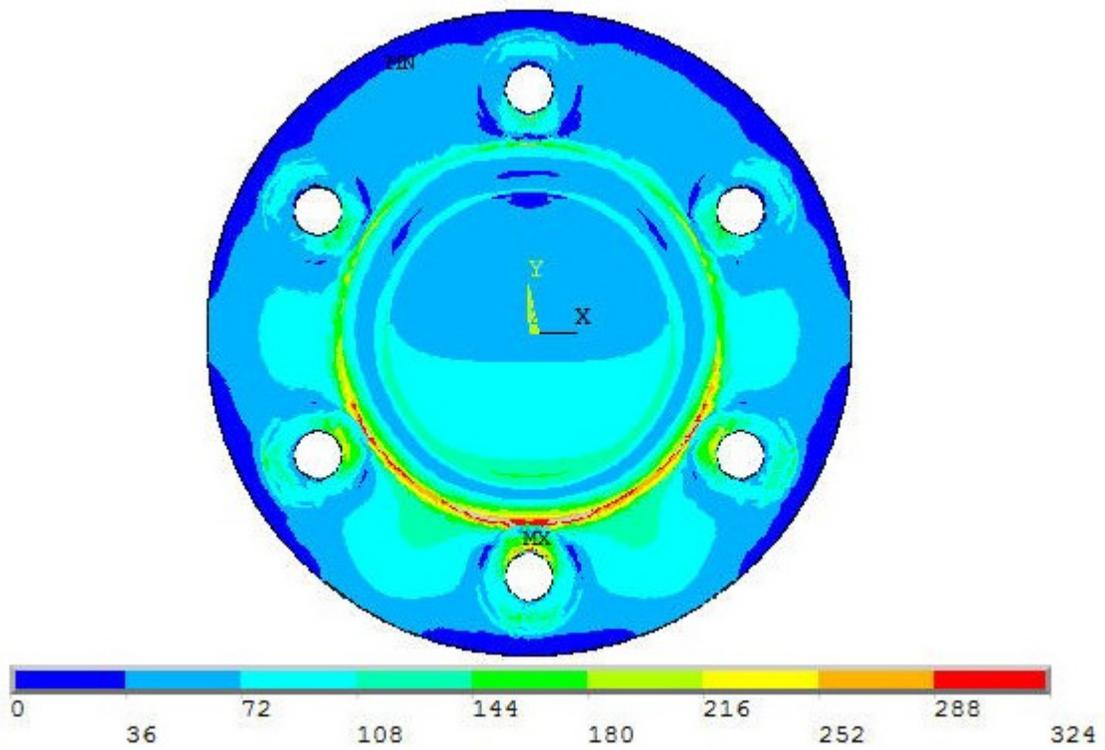


FIGURA8.14 Tensão de Von Mises<sup>15</sup>, placa,  $e/D = 0,12$  [(MPa)]

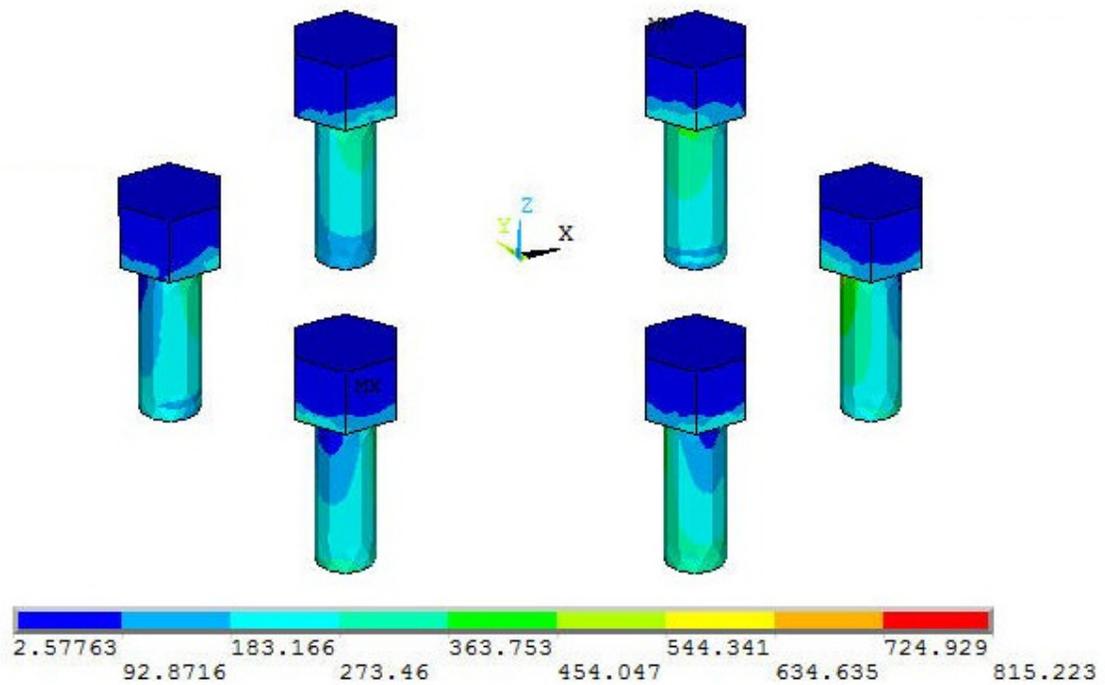


FIGURA8.15 Tensão de Von Mises, parafusos,  $e/D = 0,12$  [(MPa)]

<sup>15</sup> A imagem está em escala.

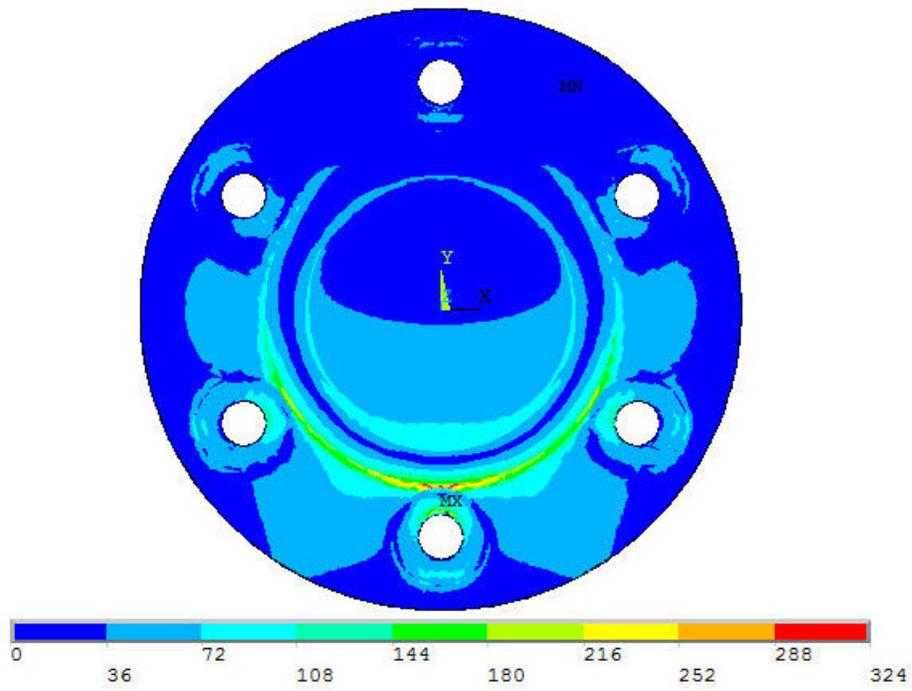


FIGURA8.16 Tensão de Von Mises<sup>16</sup>, placa,  $e/D = 0,24$ [MPa](MPa)

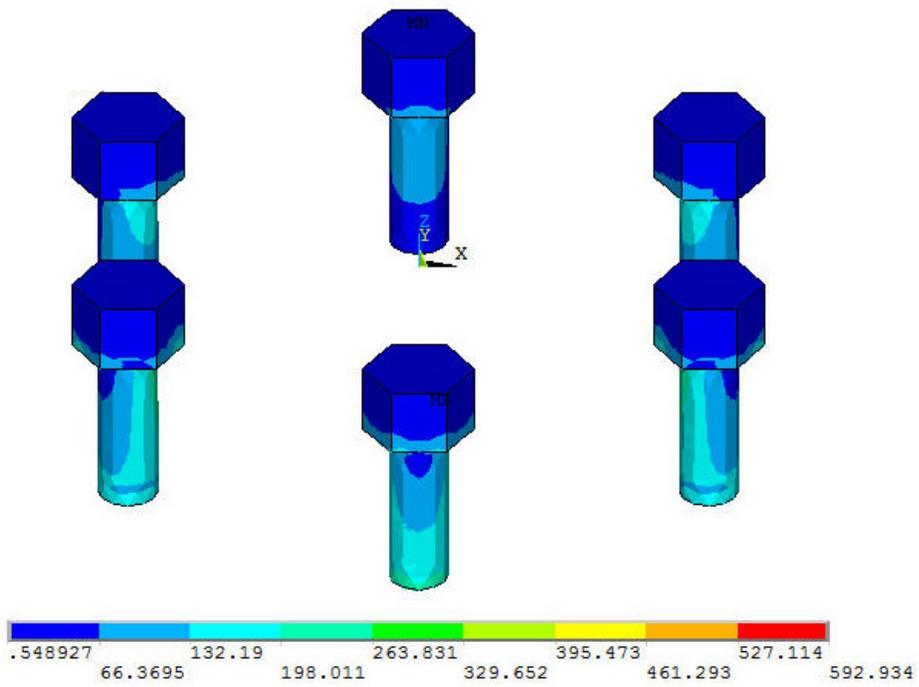


FIGURA8.17 Tensão de Von Mises, parafusos,  $e/D = 0,24$ [(MPa)]

<sup>16</sup> A imagem está em escala.

Dessa forma, confirmado numericamente que os esforços aplicados verificam o limite de tensão imposto, foram obtidos os dimensionais com base na formulação proposta por Wardenier e CIDECT (2008) e Couchaux, Hjjaj e Ryan (2010b).

$$f_i = \frac{2 \times N_{sd}}{f_{yp} \times \pi \times t_f^2}$$

Na geração de cada curva, como a ligação é a mesma e, portanto, tem o mesmo fator geométrico da abscissa, o adimensional obtido foi subtraído do original  $f_3$ , sendo todas as ordenadas do gráfico axial deslocadas da diferença  $f_3 - f_i$ , logo, as fórmulas analíticas para esses gráficos seguiram a mesma proposta. Seguindo o gráfico original, não há valores negativos para os dimensionais. Caso o valor seja negativo, recomenda-se reduzir a distância  $e_1$ .

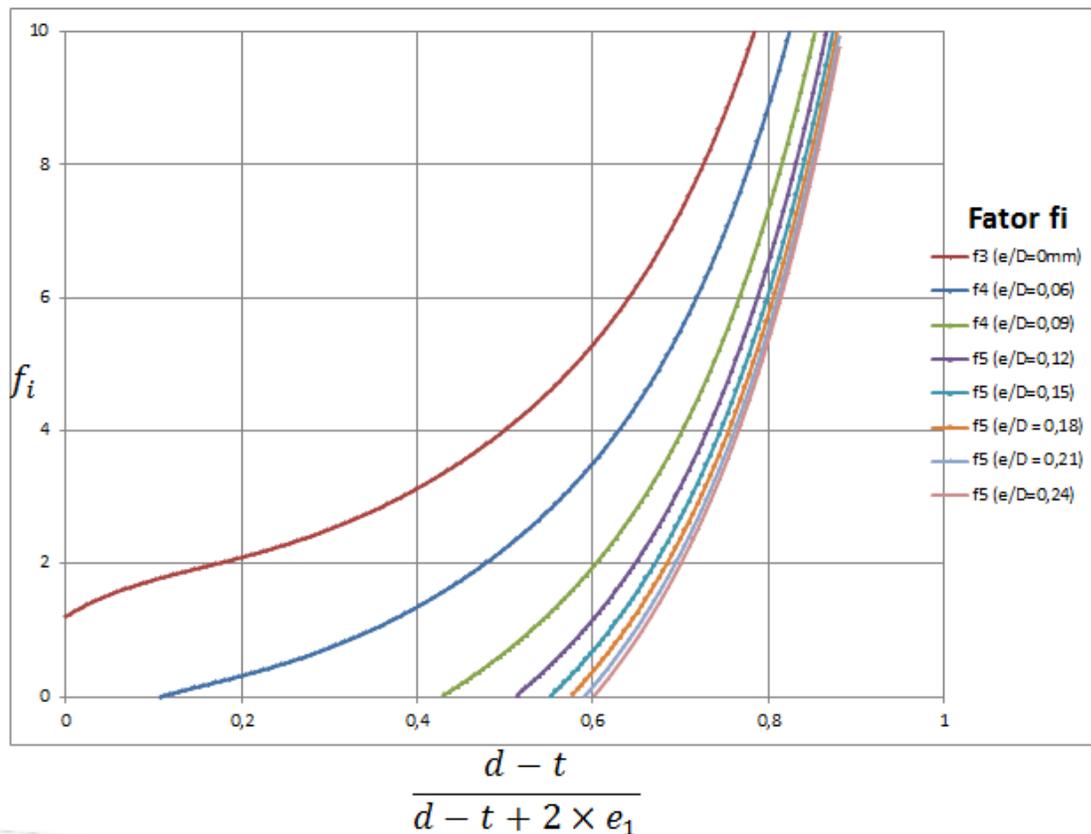


FIGURA8.18 Gráfico de dimensionamento excêntrico

Polinômios para cada relação de excentricidade:

$$e/D = 0$$

$$f_3 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x + 1,1127$$

$$e/D = 0,06$$

$$f_4 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x - 0,572$$

$$e/D = 0,09$$

$$f_4 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x - 2,132$$

$$e/D = 0,12$$

$$f_5 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x - 2,922$$

$$e/D = 0,15$$

$$f_5 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x - 3,392$$

$$e/D = 0,18$$

$$f_5 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x - 3,702$$

$$e/D = 0,21$$

$$f_5 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x - 3,932$$

$$e/D = 0,24$$

$$f_5 = -1,1659 \times x^6 + 102,15 \times x^5 - 172,22 \times x^4 + 125,67 \times x^3 - 37,527 \times x^2 + 8,1337 \times x - 4,092$$

## 9 CÁLCULO PROPOSTO – CARGA EXCÊNTRICA

### 9.1 Dimensionamento da Solda

A sugestão para o dimensionamento da solda é baseada na análise elástica de tensões. Considerando-se um diagrama linear de tensões atuante no tubo, deve-se comparar a tensão máxima obtida nesse diagrama com a tensão resistente do cordão de solda, seguindo a NBR8800/2008, para obtenção do tamanho mínimo da perna e resistência de cálculo.

$$\sigma_{Sd} = \frac{N_{Sd}}{A} \mp \frac{M_{Sd}}{W} \leq \frac{f_w}{\gamma_{a2}}, \frac{f_y}{\gamma_{a2}}$$

### 9.2 Escoamento da Placa do Flange

Com os esforços atuantes na ligação e suas características geométricas, é possível obter uma excentricidade respectiva  $e$ , usando o gráfico da Figura 8.18 ou as equações, o adimensional correspondente. Assim, calcula-se a espessura da placa.

$$e = \frac{M_{Sd}}{N_{Sd}}; t_f = \sqrt{\frac{2 \times N_{Sd} \times \gamma_{a1}}{f_{yp} \times \pi \times f_i}}$$

### 9.3 Número de Parafusos

Os parafusos são calculados da mesma maneira, porém, usando o adimensional correspondente à excentricidade.

$$n \geq \frac{N_{Sd}}{F_{t,Rd}} \times \left( 1 - \frac{1}{f_i} + \frac{1}{f_i \times \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \right)$$

#### **9.4 Recomendações**

As recomendações são iguais às propostas para o cálculo com carga axial.

## 10 VERIFICAÇÃO COM CARGA EXCÊNTRICA

A fim de validar a proposta de dimensionamento excêntrico, foi criado um modelo numérico. Para isso, dimensionou-se uma ligação com carga axial de tração excêntrica. Usando o gráfico gerado nesta pesquisa, primeiro foi demonstrado o cálculo completo e posteriormente o modelo numérico, chamado de EXC-03. Todos os cálculos foram feitos sem coeficientes de segurança.

Parâmetros:

$$168,3 \times 7,1; e_1 = 30\text{mm}; d_b = 19\text{mm}; A_{\text{Tubo}} = 36,0\text{cm}^2; W_{\text{Tubo}} = 139\text{cm}^3$$

$$\frac{e}{D} = 0,24 \leftrightarrow e = 0,24 \times 16,83 \rightarrow e = 4,04\text{cm}$$

Para obter a máxima sollicitação no tubo, temos:

$$N_{Sd} = \frac{f_y}{\frac{1}{A} + \frac{e}{W}} = \frac{30}{\frac{1}{36} + \frac{4,04}{139}} \rightarrow N_{Sd} = 527,774\text{kN}$$

$$M_{Sd} = 527,774 \times 4,04 \rightarrow M_{Sd} = 2132,206\text{kN.cm}$$

Espessura do flange

$$x = \frac{D - t}{D - t + 2 \times e_1} = \frac{168,3 - 7,1}{168,3 - 7,1 + 2 \times 30} \rightarrow x = 0,729$$

Devido à excentricidade, temos:

$$f_5 = -1,1659 \times 0,729^6 + 102,15 \times 0,729^5 - 172,22 \times 0,729^4 + 125,67 \times 0,729^3 - 37,527 \times 0,729^2 + 8,1337 \times 0,729 - 4,092$$

$$f_5 = 2,791$$

$$t_f = \sqrt{\frac{2 \times N_{Sd}}{f_{yp} \times \pi \times f_5}} = \sqrt{\frac{2 \times 527,774}{30 \times \pi \times 2,791}} \rightarrow t_f = 2,00\text{cm}$$

Quantidade de parafusos:

$$A_b = 0,25 \times \pi \times 1,9^2 \rightarrow A_b = 2,835\text{cm}^2$$

$$A_{be} = 0,75 \times 2,835 \rightarrow A_{be} = 2,12\text{cm}^2$$

$$F_{t,Rd} = A_{be} \times f_{ub} = 2,12 \times 82,5 \rightarrow F_{t,Rd} = 175,4\text{kN}$$

$$r_1 = \frac{D}{2} + 2 \times e_1 = \frac{16,83}{2} + 2 \times 30 \rightarrow r_1 = 144,15$$

$$r_2 = \frac{D}{2} + e_1 = \frac{16,83}{2} + 30 \rightarrow r_2 = 114,15$$

$$n \geq \frac{N_{Sd}}{F_{t,Rd}} \times \left( 1 - \frac{1}{f_5} + \frac{1}{f_5 \times \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \right)$$

$$n = \frac{527,774}{175,4} \times \left( 1 - \frac{1}{2,791} + \frac{1}{2,791 \times \ln\left(\frac{144,15}{114,15}\right)} \right) \rightarrow n \geq 6,5 \therefore n = 7$$

Solda:

Considerando uma perna de 10mm, temos os parâmetros:

$$A_w = \frac{\pi}{4} ((16,83 + 2)^2 - 16,83^2) \rightarrow A_w = 56,02\text{cm}^2$$

$$W_w = \frac{\pi}{32} ((16,83 + 2)^3 - 16,83^3) \rightarrow W_w = 187,46\text{cm}^3$$

$$\sigma = \frac{527,77}{56,02} + \frac{2132}{187,46} \rightarrow \sigma = \frac{20,8\text{kN}}{\text{cm}^2} < f_y \text{ e } f_w$$

Demonstrado o cálculo, teremos o modelo desenvolvido no Ansys para a ligação anteriormente dimensionada. O modelo foi gerado como todos os outros. Nas imagens, é evidente a divisão entre os materiais dos parafusos, placa, tubo, solda e trecho rígido, e também é visível a superfície rígida de contato, na parte inferior da placa.

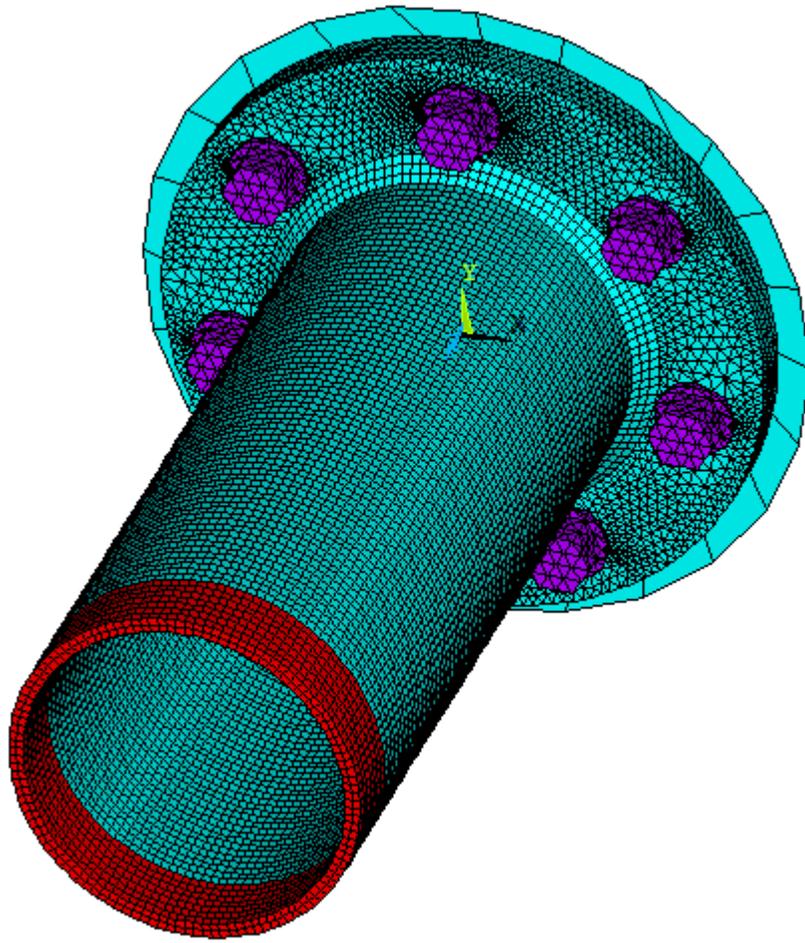


FIGURA10.1Vista em perspectiva, EXC-03

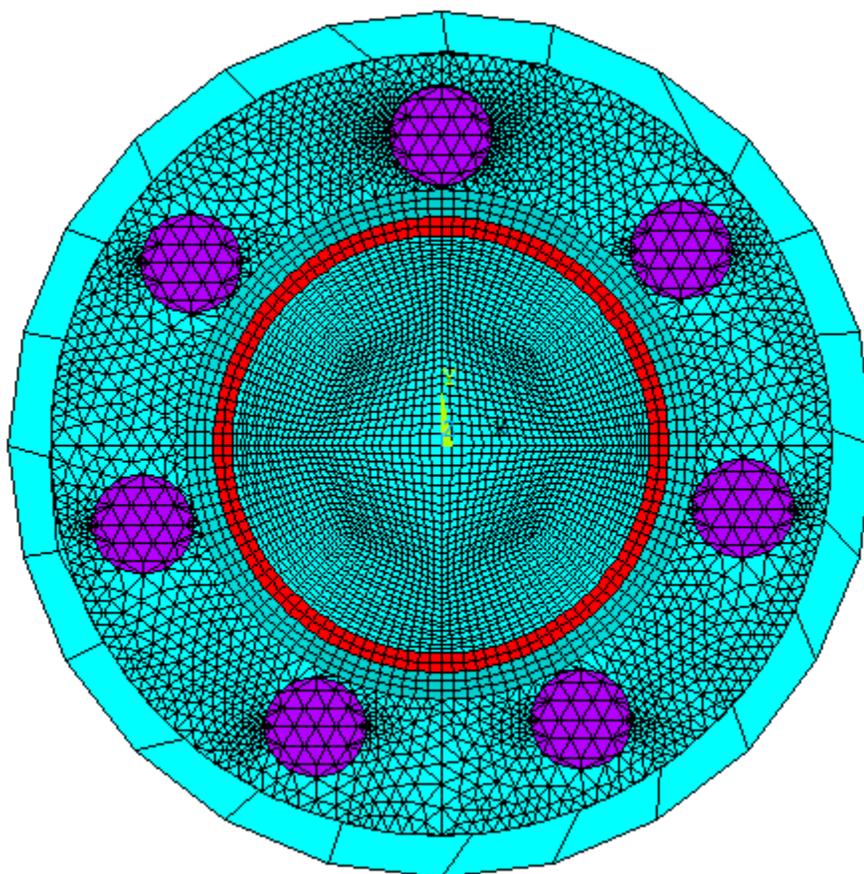


FIGURA10.2 Vista frontal, EXC-03

Para demonstrar como a proposta de cálculo excêntrico fornece resultados diferentes, optou-se por compará-la com o cálculo proposto por Wardenier et al. (2010), que, baseados na sobreposição de efeitos, calculam uma força normal equivalente. Nesse dimensionamento, o adimensional usado é  $f_3$ .

$$F_{equiv} = \left( \frac{N}{A} \pm \frac{M_1}{W} \pm \frac{M_2}{W} \right) \times A$$

$$F_{equiv} = \left( \frac{527,774}{36} + \frac{2132}{139} \right) \times 36 \rightarrow F_{equiv} = 1080kN$$

Escoamento da placa:

$$t_f = \sqrt{\frac{2 \times N_{sd}}{f_{yp} \times \pi \times f_3}} = \sqrt{\frac{2 \times 1080}{30 \times \pi \times 7,99}} \rightarrow t_f = 1,69cm$$

Número de parafusos:

$$n = \frac{1080}{175,4} \times \left( 1 - \frac{1}{7,99} + \frac{1}{7,99 \times \ln\left(\frac{144,15}{114,15}\right)} \right) \rightarrow n \geq 8,7 \therefore n = 9$$

Para o metal solda:

$$h_{s1} = \frac{N_{sd}}{0,6 \times f_w \times \cos \alpha_{s1} \times \pi \times D} = \frac{1080}{0,6 \times 0,485 \times 0,707 \times \pi \times 168,3}$$
$$\rightarrow h_{sMs} = 9,9mm$$

Para o metal base, considerando o estado-limite último de escoamento.

$$h_{s2} = \frac{N_{sd}}{0,6 \times f_{yt} \times \cos \alpha_{s2} \times \pi \times D} = \frac{1080}{0,6 \times 0,35 \times 1 \times \pi \times 168,3}$$
$$\rightarrow h_{s2} = 11,3mm$$

Para o metal base, considerando o estado-limite último de ruptura:

$$h_{s3} = \frac{N_{sd}}{0,6 \times f_{ut} \times \cos \alpha_{s2} \times \pi \times D} = \frac{1080}{0,6 \times 0,415 \times 1 \times \pi \times 168,3}$$
$$\rightarrow h_{s3} = 8,2mm$$

Altura final de 12 mm para a perna da solda.

Com isso, conclui-se que a espessura da placa e a altura da solda foram um pouco diferentes, porém, a quantidade de parafusos está distante do resultado proposto nesta dissertação. Assim, foi feito um modelo numérico, de nome EXC-04, para verificar o comportamento da ligação com essas configurações. As cargas aplicadas nesse modelo são as mesmas do modelo EXC-03, e não a normal equivalente.

Analisando as imagens que mostram os resultados para os dois modelos, podemos concluir que o dimensionamento proposto é válido. Na Figura 10.3, analisando o deslocamento fica visível a atuação do momento, uma vez que na parte superior do tubo o deslocamento é positivo, e na inferior, negativo. O mesmo se confirma na Figura 10.4, pois o deslocamento dos

parafusos tracionados é maior que os comprimidos, respeitando a regra estabelecida que a grande excentricidade é caracterizada quando a deformação do parafuso mais tracionado é maior que o dobro da deformação do menos tracionado.

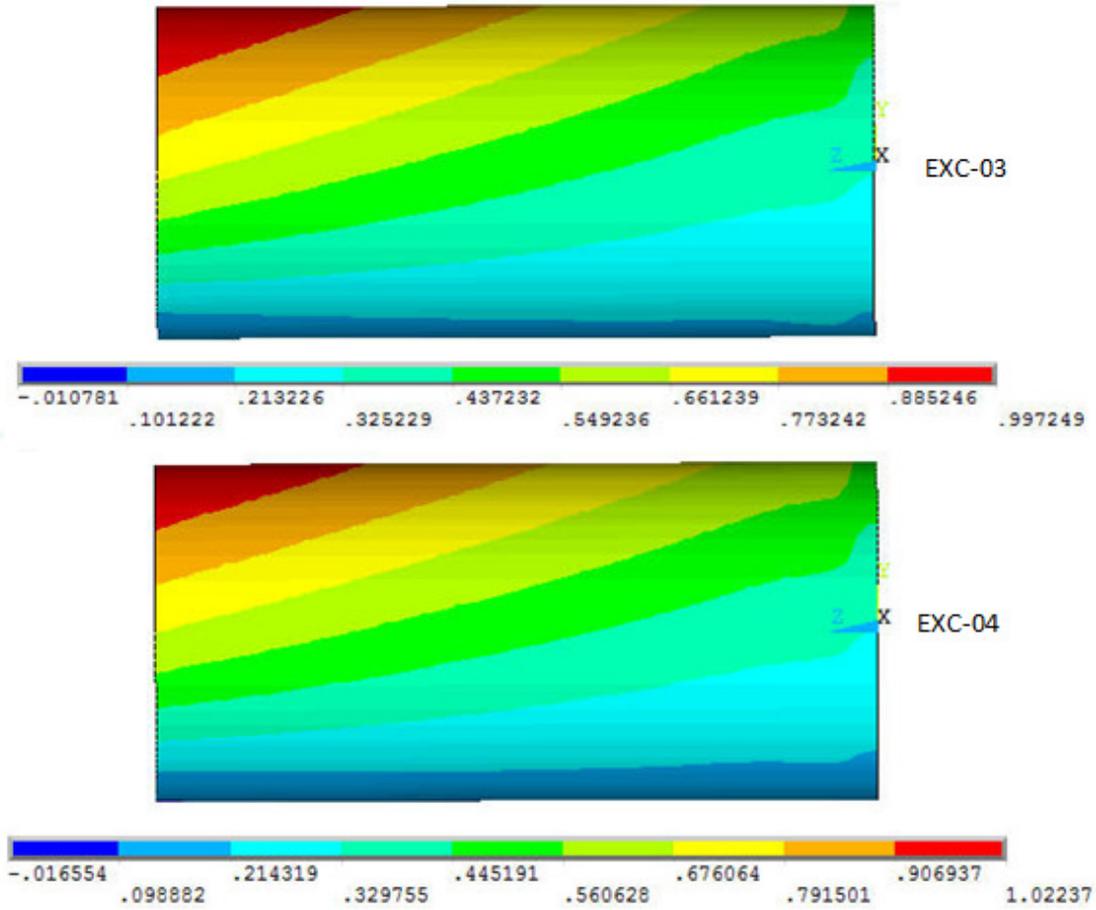


FIGURA10.3 Deslocamento longitudinal, tubo(mm)

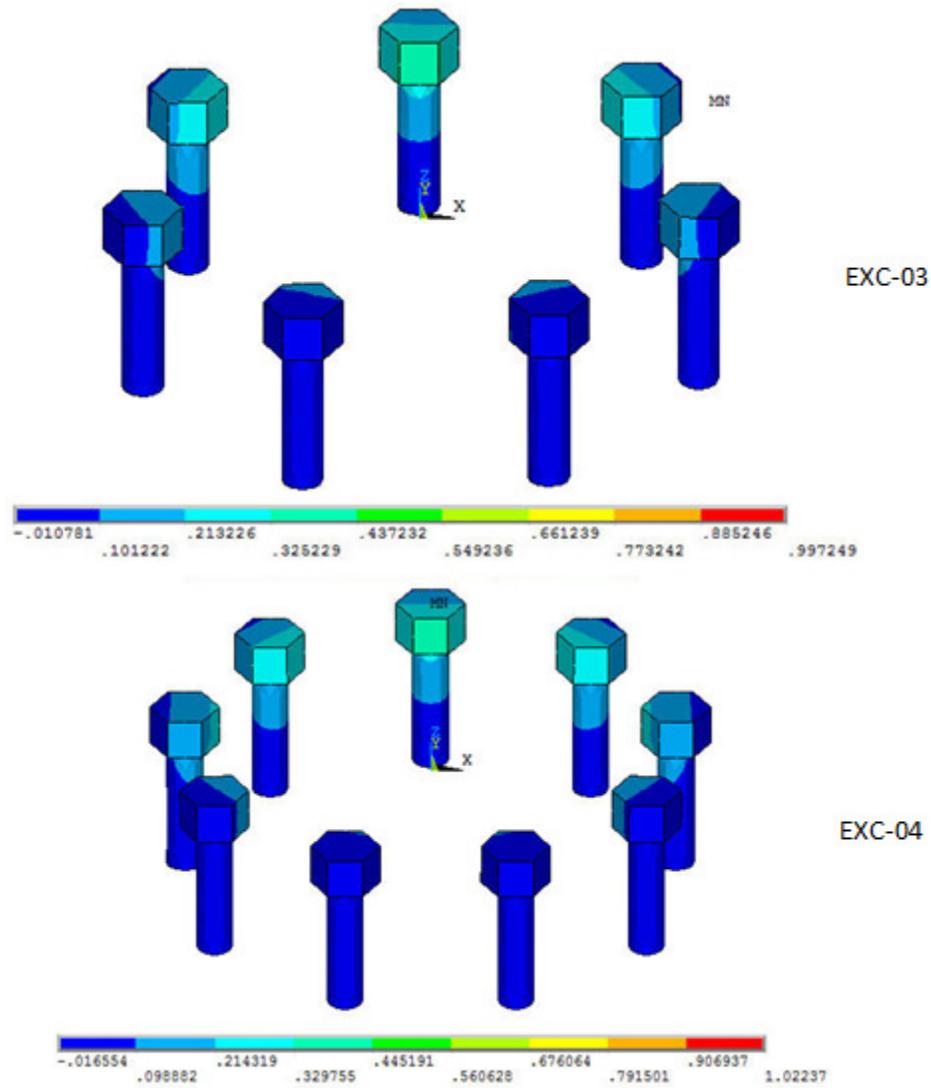


FIGURA10.4 Deslocamento longitudinal, parafusos(mm)

A seguir, em todas as imagens verifica-se que a tensão máxima está dentro do limite estabelecido de 324 MPa. Nas figuras 10.6 a 10.8, a distribuição das tensões deixa evidente a posição da linha neutra, próxima do eixo do tubo. Isto é confirmado nas imagens seguintes, que mostram as tensões na placa, sendo esta tracionada na porção acima da linha neutra, tracionando três parafusos no modelo EXC-03 e cinco no EXC-04. Analisando os parafusos (Figura 10.8) nota-se que o limite de 825 MPa foi respeitado e as tensões estão concentradas na parte interna dos parafusos tracionados, que é a mesma região de todos os parafusos nos modelos axiais.

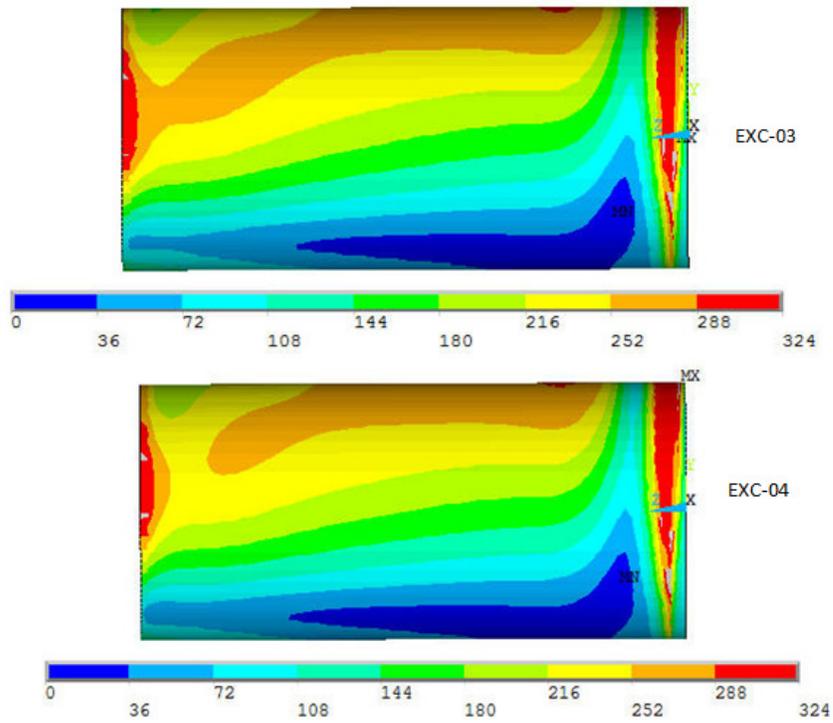


FIGURA10.5 Tensão de Von Mises<sup>17</sup>, tubo (MPa)

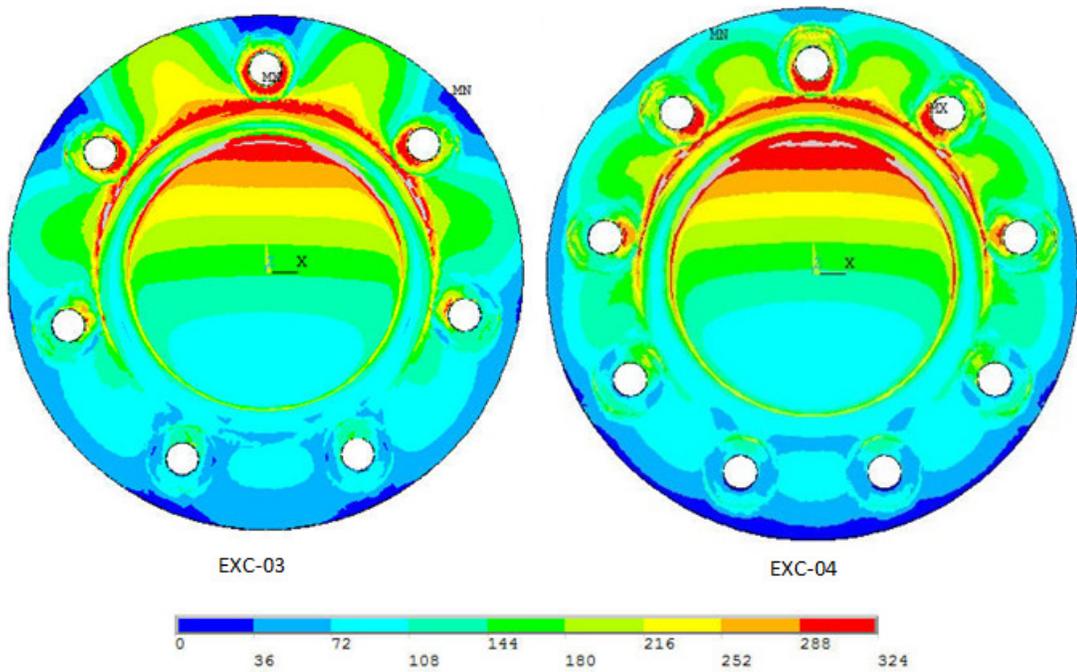


FIGURA10.6 Tensão de Von Mises<sup>18</sup>, placa, vista frontal (MPa)

<sup>17</sup> A imagem está em escala.

<sup>18</sup> A imagem está em escala.

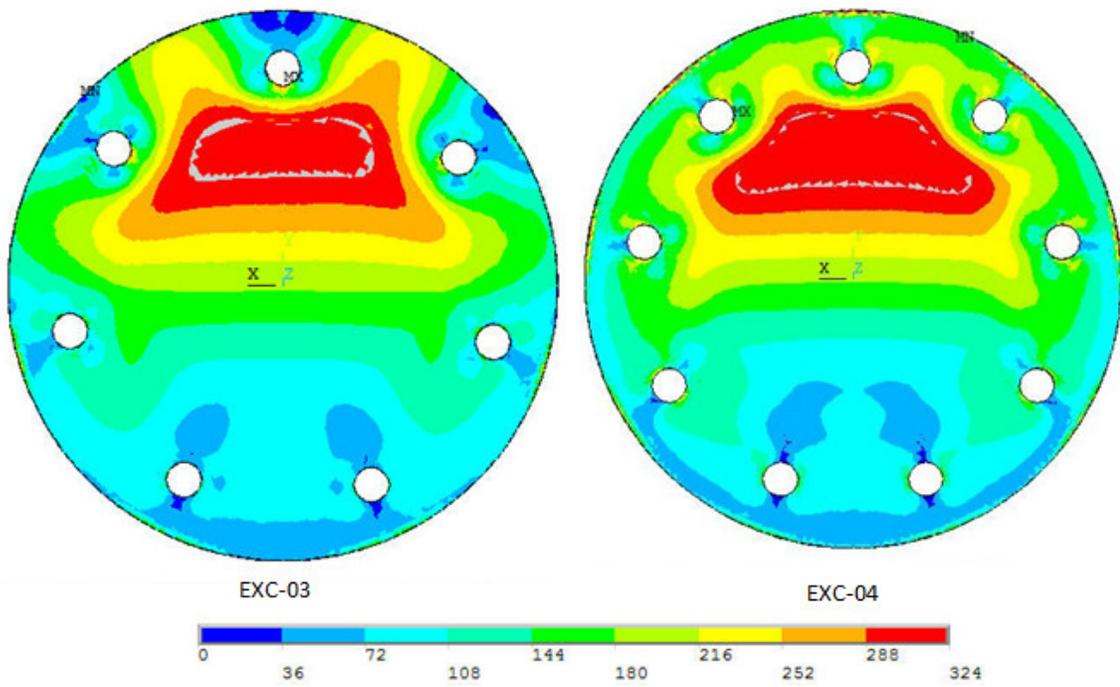


FIGURA10.7 Tensão de Von Mises<sup>19</sup>, placa, vista traseira(MPa)

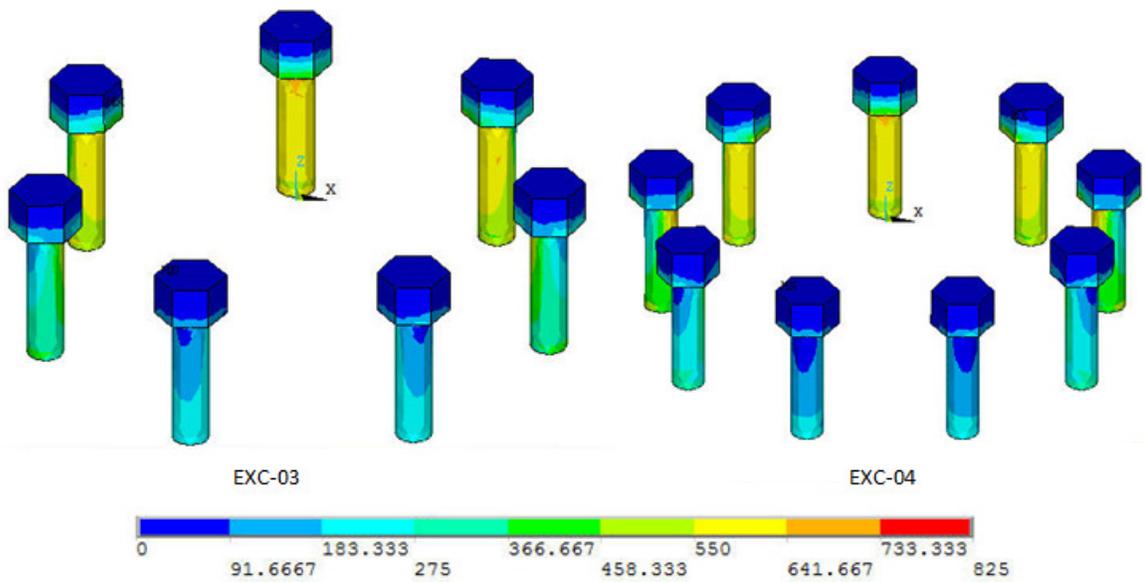


FIGURA10.8 Tensão de Von Mises<sup>20</sup>, parafusos(MPa)

<sup>19</sup> A imagem está em escala.

<sup>20</sup> A imagem está em escala.

Por fim, analisando a deformação da ligação como um todo, fica evidente a atuação do momento, a deformação da placa, dos parafusos, e conseqüentemente o *prying*, que acontece onde a seta está indicando (Figura 10.9). Também se verifica que a deformação do modelo EXC-04 é menor, pois há mais parafusos. Devido aos deslocamentos estarem multiplicados por 50 na Figura 10.9, aparentemente a extremidade do tubo está distorcida, porém, essa distorção não é real.

O efeito alavanca é confirmado pelas figuras 10.10 e 10.11, mostrando a pressão de contato acontecendo na região da borda da placa, próxima aos parafusos. O valor da pressão de contato, nas figuras 10.10 e 10.11, é mais elevado no modelo EXC-04, visto que a placa mais fina submetida ao mesmo esforço deforma mais, aumentando o *prying*, como previsto na bibliografia.

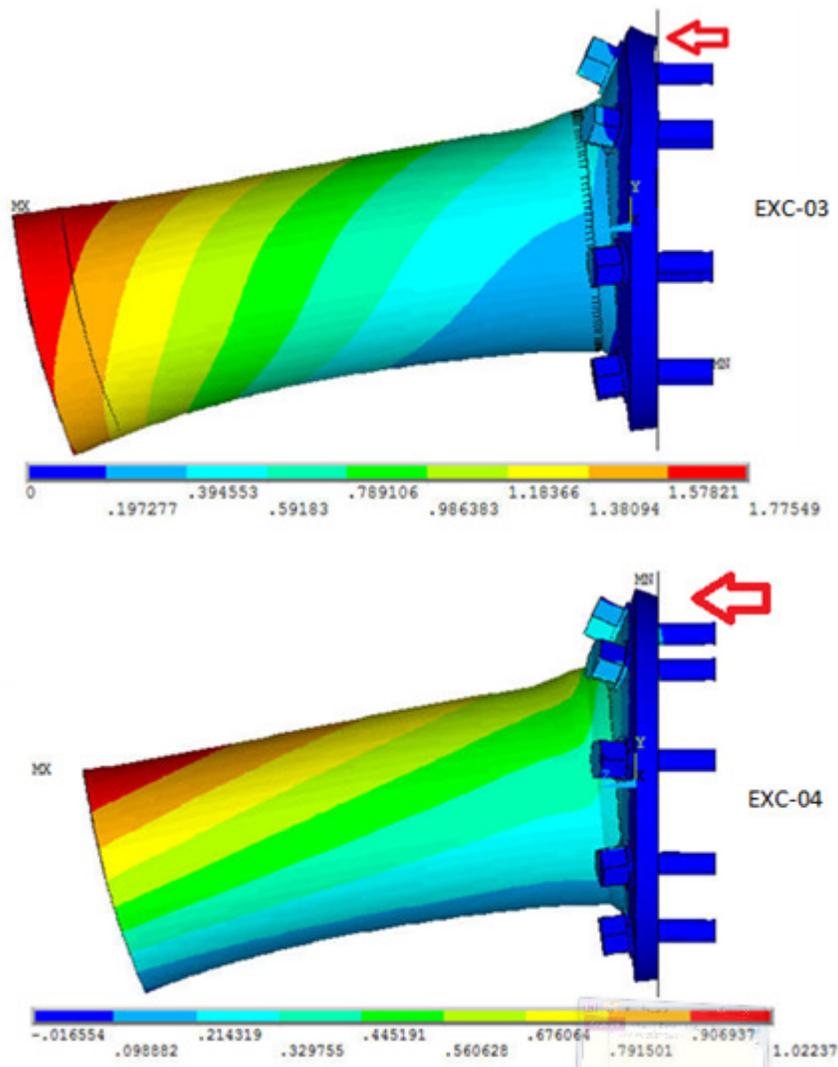


FIGURA 10.9 Deslocamento longitudinal ampliado 50x(mm)

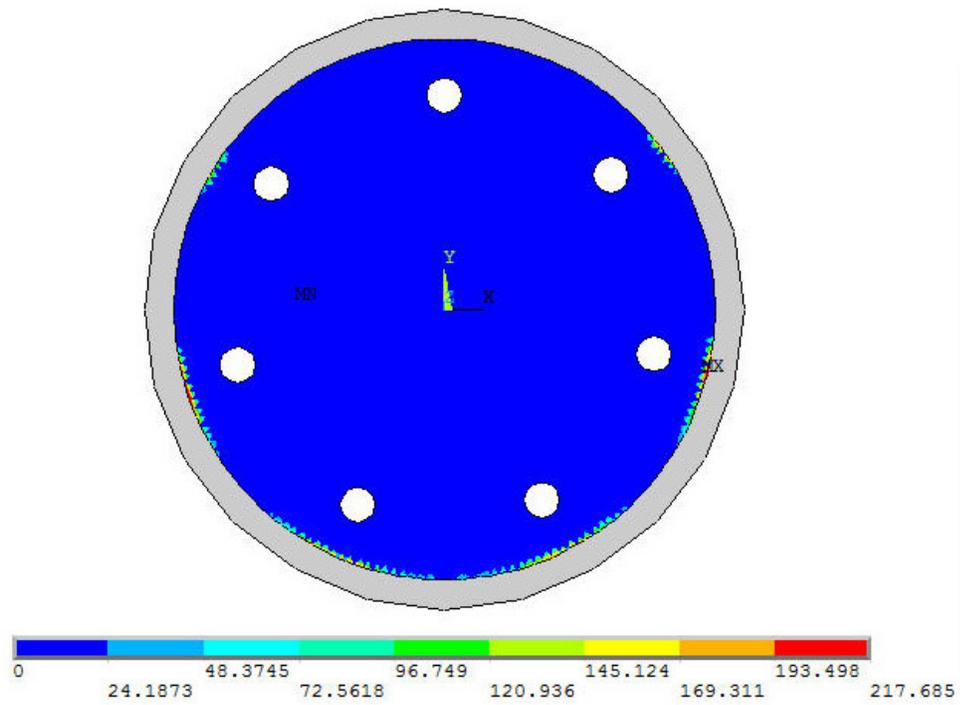


FIGURA10.10 Pressão de contato, EXC-03 (MPa)

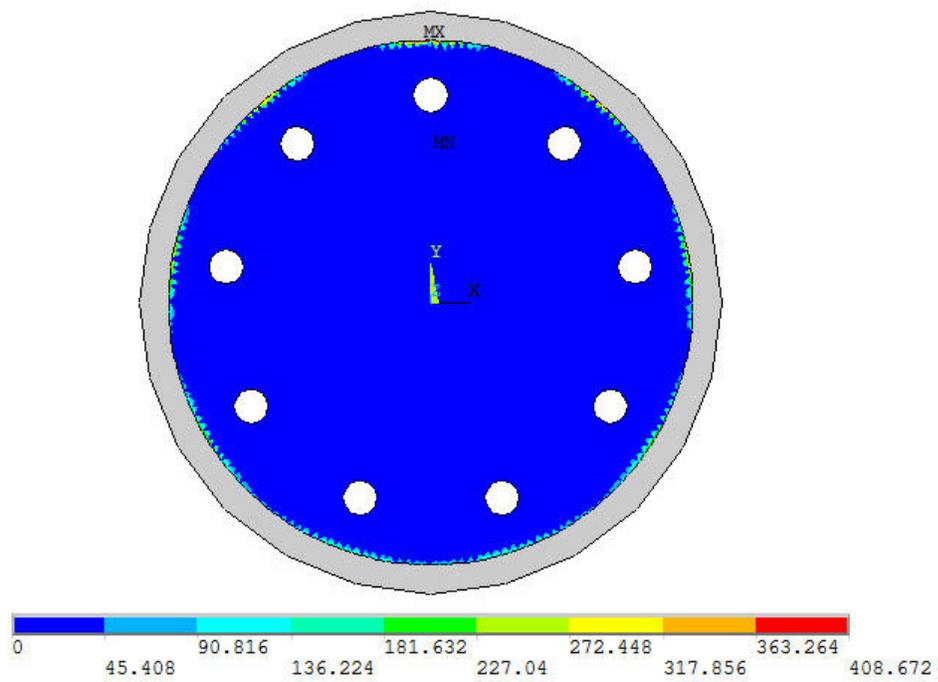


FIGURA10.11 Pressão de contato, EXC-04(MPa)

Comparando os modelos, a distribuição dos deslocamentos e sua ordem de grandeza estão próximas. Analisando o deslocamento do tubo, ambos os modelos são equivalentes, assim como o deslocamento dos parafusos, que também respeitam a regra de grande excentricidade no modelo EXC-04.

Analisando-se as tensões, a validade dos cálculos é confirmada porque seus limites estão dentro do estabelecido. A tensão de Von Mises do tubo está com a distribuição e valores próximos; para a placa, analisando as duas vistas, ambos também são equivalentes, apesar da diferença de espessura. Nos parafusos, nota-se que em ambos os modelos o nível de tensão do parafuso mais tracionado é igual.

## **11 CONSIDERAÇÕES FINAIS**

A motivação deste trabalho foi conhecer o comportamento das ligações flange circular, submetidas a carga de tração centrada e excêntrica. A literatura e as normas citam apenas as ligações flangeadas tracionadas centradas, deixando uma lacuna para estudos dessas ligações solicitadas por carga excêntrica.

O trabalho inicial foi teórico, com base nas literaturas e normas. Essa primeira parte foi importante para entender o mecanismo da ligação, o caminho das tensões e a influência da geometria da ligação na sua resistência, e, assim, poder interpretar os resultados numéricos. Também foi interessante constatar a evolução do cálculo, visto que foram consultadas bibliografias antigas e atuais, mostrando um cálculo mais empírico e teórico, respectivamente.

Dessa forma, entendido o comportamento, foi feita a modelagem numérica. Nesse primeiro momento, com o modelo solicitado por carga axial, foram gerados diversos modelos, até se chegar ao mais adequado. Inicialmente, foi modelada a ligação completa com ambos os tubos parafusados, a qual demonstrou problemas no processamento, devido à quantidade de elementos e à consideração de contato.

Dado esse problema, foi necessário aprofundar os estudos teóricos de contato. Foram estudados dois tipos de literatura sobre o assunto, a primeira com foco teórico e a segunda com foco prático, possibilitando conhecer como é feita a consideração de contato no algoritmo do

programa e como aplicá-la no modelo. Com a consideração correta do contato, o modelo convergiu e se comportou conforme previsto na literatura, porém, para dar mais eficiência à geração, optou-se pela modelagem simétrica.

Uma vez calibrada a consideração de contato, foram gerados os modelos axiais. Com esses modelos e o dimensionamento para carga centrada, foi possível analisar o deslocamento devido à carga axial, distribuição e nível de tensões, e o efeito *prying*. Comparando esses resultados com a bibliografia, concluiu-se que o modelo estava calibrado e pronto para ser alterado e receber a carga excêntrica. Usando esse modelo calibrado, foi verificada a validade do dimensionamento axial proposto, com a obtenção analítica do adimensional  $f_3$ .

Antes da modelagem com carga excêntrica, tornou-se necessário estudar como o modelo se comportaria e como obter os adimensionais. Visto que a distribuição das tensões não seria mais uniforme, foi verificado que os deslocamentos e a distribuição das tensões de Von Mises eram mais evidentes na região tracionada da linha neutra. Também observou-se que a partir de certa excentricidade alguns parafusos começam a ficar comprimidos. Esse limite definiu a pequena e grande excentricidade, sendo os adimensionais referentes a esse comportamento, respectivamente,  $f_4$  e  $f_5$ .

Para o cálculo desses adimensionais, usou-se a fórmula tradicional da espessura da placa. Usando apenas um modelo de ligação, variou-se a carga normal de forma a aumentar, gradativamente, a excentricidade, mantendo sempre a tensão no tubo abaixo do seu escoamento, para cada processamento. Uma vez verificado que seus resultados de tensão e deformação estavam adequados, usando a fórmula da espessura da placa foi obtido o adimensional respectivo para cada excentricidade.

Dessa forma, foram obtidas as curvas dos três adimensionais. Para cada adimensional obtido, a curva de  $f_3$  foi deslocada em função da diferença entre  $f_3$  e  $f_i$ , o que foi viável visto que o fator geométrico, abscissa do gráfico, é o mesmo para a mesma ligação. Isto nos leva à validade geométrica desses resultados, ou seja, os resultados obtidos nesta pesquisa são válidos para ligações cujo fator geométrico da ligação está dentro do intervalo do gráfico de adimensionais  $f_i$  obtido.

Por fim, como subproduto deste estudo, foi possível propor expressões e gráficos para o dimensionamento de flanges circulares, com placa inteira sob o tubo, solicitados por carga de tração centrada ou excêntrica, contribuindo para a bibliografia nacional de estruturas metálicas tubulares.

## **12 TRABALHOS FUTUROS**

Durante o estudo realizado foram constatadas possibilidades para trabalhos futuros. Na modelagem com o contato simétrico e carga axial, percebeu-se que, em alguns casos, a somatória das reações era maior que a solicitação, sendo essa diferença a parcela referente ao efeito alavanca. Dessa forma, sugere-se que essa medição seja comparada com alguns parâmetros da ligação, como espessura de chapa e diâmetro do parafuso, relacionando a rigidez desses elementos com a ocorrência do efeito.

Outra sugestão remete ao gráfico obtido. Como neste trabalho foi estudada apenas a análise numérica, seria interessante, além de fazer mais modelos numéricos, confrontar seus resultados com ensaios de laboratório, o que pode trazer uma otimização das curvas. Por fim, também existe a possibilidade de analisar o efeito da protensão nos parafusos, verificando as implicações dessa condição no comportamento da ligação.



## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT).**NBR8800**: Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios. Rio de Janeiro: 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT).**NBR16239**: Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto com perfis tubulares. Rio de Janeiro: 2013.

ANSYS. **Finite Element Software**. S.l.:Ansys Incorporation, 2010.

BITTENCOURT, M. L. **Análise computacional de estruturas**. Campinas: Ed. Unicamp, 2010.

COUCHAUX, M.;HJIAJ, M.;RYAN, M. Stress Concentration Factors for the Fatigue Design of Tubular Flange Connections.**Proceedings of the Nordic Steel Construction Conference**, 2009.

\_\_\_\_\_. Plastic Resistance of L-Stub Joints Subjected to Tensile Forces. **Proceedings of the Nordic Steel Construction Conference**, 2010a.

\_\_\_\_\_. Static Resistance of Bolted Circular Flange Joints Under Tensile Force.*In*: YOUNG, B. (Ed.). **Tubular Structures XIII**. Hong Kong: CRC Press, 2010b, p. 27-35.

COUCHAUX, M.et al.Effect of Contact on the Elastic Behavior of Bolted Connections. **Proceedings of the Nordic Steel Construction Conference**, 2009.

FIRMO, C. S. **Arquitetura com perfis tubulares:uma nova linguagem**.S.l.:V&M do Brasil, s.d.

HIROSE, B.;KATO, R., 1985. Bolted Tension Flanges Joining Circular Hollow Sections Members. **Journal of Constructional Steel Research**, v. 5, n. 2, p. 79-101, 1985.

KIM, Y. J.;MADUGULA, K. S. Behavior of bolted circular flange connections subject to tensile loading. **International Journal of Steel Structures**, v. 10, n. 1, p. 65-71, mar. 2010.

MEYER, K. F. **Estruturas metálicas – Construções com tubos**: projeto e introdução ao cálculo. S.l.:KM Engenharia Ltda, 2002.

MIRISOLA, M. H. B. **Otimização da superfície de contato do olhal menor de uma biela utilizando elementos finitos**.2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009.

PIEIDADE NETO, D. **Sobre estratégias de resolução numérica de problemas de contato**.2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2009.

PACKER, J.;SHERMAN, D.;LECCE, M.**Design Guide 24**:Hollow structural section connections.Chicago: American Institute of Steel Construction, 2010.

PFEIL, W. **Estruturas de aço**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1976.

REQUENA, J. A. V.; SANTOS, A. L. E. d. F. e. **Dimensionamento de ligações em barras tubulares de estruturas metálicas planas.** Coleção técnico-científica V&M do Brasil, vol. 1. Campinas: V&M do Brasil, 2007.

ROCKEY, K. C.; GRIFFITHS, D. W. **The Behavior of Bolted Flanged Joints in Tension - Ring Flanges.** 1970. 71 f. Trabalho apresentado à University of Wales – Faculty of Applied Science, Cardiff. 1970.

SALEM, O; HADJISOPHOCLEOUS, G; ZALOK, E. FE modelling of bolted steel end-plate moment connections subjected to a standard fire. *In*: GARDNER, L. (Ed.). **Tubular Structures XIV.** Leiden: CRC Press/Balkema, 2012, p. 615-622.

SAMARRA, F. A. **Estudo teórico-experimental de treliças tubulares planas para coberturas padronizadas de grandes vãos.** 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2007.

SANTOS, A. L. E. d. F. e., **Ligações de barras tubulares para estruturas metálicas planas.** 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

SILVA, G. H. d. **Escolha de parâmetros para análise de contato entre corpos elásticos usando elementos finitos e redes neurais.** 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009.

THE EUROPEAN UNION PER REGULATION. **EN 1993-1-8:** Eurocode 3 –Design of Steel Structures - Part 1-8: Design of Joints. Brussels: 2005.

VIEIRA, R. C. et al. Numerical Analysis of CHS Bolted Sleeve Connections. *In*: EUROSTEEL. 2011. Budapeste. **Proceedings of the 6<sup>th</sup> Eurosteel.** S.l.: ECCS Press, 2011, p. 243-248.

WARDENIER, J; CIDECT (Eds.). **Design Guide for Circular Hollow Section (CHS) Joints Under Predominantly Static Loading.** 2. ed. Coleção Construction with Hollow Steel Sections, vol. 1. S.l.: CIDECT, 2008.

WARDENIER, J. et al. **Hollow Section in Structural Applications.** Geneva/Zoetermeer: CIDECT/Bouwen met Staal, 2010.

WRIGGERS, P. **Computational Contact Mechanics.** Hannover: Springer, 2006.

YANG, Y.; QINSHU, H.; FU, C. Three-Dimensional Finite Element Analysis of Composite Bolted Joints. *In*: 2<sup>nd</sup> INTERNATIONAL CONFERENCE On COMPUTER MODELING AND SIMULATION. 2010. Sanya. **Computer Modeling and Simulation.** S. l.: IEEE, 2010, p. 344-347.

## ANEXO I

Arquivo texto usado na geração do modelo.

```
!*****
!PREPROCESSAMENTO
/PREP7
/TITLE, AXIAL-01

!*****
!CONFIGURACAO
/VIEW, 1, 1, 1, 1
/TYPE, 1, 2
/PBC, ALL, 2

!*****
!TIPOS DE ELEMENTOS, CONSTANTES E MATERIAIS
ET, 1, SOLID186      !ELEMENTO SOLID186
MP, EX, 1, 2E5      !Es = 200000MPa
MP, NUXY, 1, 0.3
!Grafico tensão x deformação introduzido no ANSYS

!*****
!GERACAO DO FLANGE
CYL4, 0, 0, 26.150, , 30.150, , 400.000      !GERACAO DO TUBO
CYL4, 0, 0, , , 90.150, , -10.600            !GERACAO DA CHAPA DA FLANGE

!*****
!GERACAO DOS FUROS A SEREM SUBTRAIDOS
CYL4, 0.000, 60.150, 7.9, , , -10.60        !GERA O FURO 1
CYL4, 52.091, -30.075, 7.9, , , -10.60      !GERA O FURO 2
CYL4, -52.091, -30.075, 7.9, , , -10.60     !GERA O FURO 3

!*****
!SUBTRACAO DOS VOLUMES, GERANDO OS FUROS
FLST,3,3,6,ORDE,2
FITEM, 3, 3
FITEM, 3, -5
VSBV, 2, P51X

!*****
!GERACAO DO CORDAO DE SOLDA
K, 89, 30.15, 0, 0
K, 90, 30.15, 0, 6.00
K, 91, 36.15, 0, 0
```

```

K, 91, 36.15, 0, 0
K, 92, 0, 0, 0
K, 93, 0, 0, 50
FLST, 2, 3, 3
FITEM, 2, 89
FITEM, 2, 90
FITEM, 2, 91
A, P51X
VROTAT, 7, , , , , 92, 93, 360, 4

!*****
!GLUE ENTRE TUBO SOLDA E FLANGE
VGLUE, ALL

!*****
!GERACAO DO ANEL SOB O TUBO E SOLDA
CYL4, 0, 0, 26.15, , 30.15, , -10.60      !GERACAO DO ANEL SOB O TUBO
CYL4, 0, 0, 30.15, , 36.15, , -10.60      !GERACAO DO ANEL SOB A SOLDA

!*****
wpro, , 90,
VSBW, ALL
wpro, , , 90
VSBW, ALL
WPCSYS, -1, 0      !ALINHA WP COM SISTEMA CARTESIANO
WPSTYLE, , , , , 0
vclear, all

!*****
!TAMANHO DO ELEMENTO
LESIZE, all, 5, , , , , , 1

!*****
!MALHA MAPEADA
MSHAPE, 0, 3D
MSHKEY, 1

!*****
!DESLOCAMENTO DO WP
WPOF, , , 1.88      !WP DESLOCA 1.88mm em Z+

!*****
!GERAÇÃO DOS PARAFUSOS
CYL4, 0.000, 60.150, 6.9, , , , -61.88      !GERA O TRONCO DO PARAFUSO 1

```

```

CYL4, 0.000, 60.150, 6.9, , , , -61.88      !GERA O TRONCO DO PARAFUSO 1
RPR4, 6, 0.000, 60.150, 13.49, 60, 15.88    !GERA A CABEÇA DO PARAFUSO 1
WPOF, , , -24.96                             !DESLOC. O WP, 2 ARRUELAS E 2 FLANGE E O GAP
WPOF, , , 24.96                              !CONSERTA O WP

CYL4, 52.091, -30.075, 6.9, , , , -61.88    !GERA O TRONCO DO PARAFUSO 2
RPR4, 6, 52.091, -30.075, 13.49, 60, 15.88  !GERA A CABEÇA DO PARAFUSO 2
WPOF, , , -24.96                             !DESLOC. O WP, 2 ARRUELAS E 2 FLANGE E O GAP
WPOF, , , 24.96                              !CONSERTA O WP

CYL4, -52.091, -30.075, 6.9, , , , -61.88   !GERA O TRONCO DO PARAFUSO 3
RPR4, 6, -52.091, -30.075, 13.49, 60, 15.88 !GERA A CABEÇA DO PARAFUSO 3
WPOF, , , -24.96                             !DESLOC. O WP, 2 ARRUELAS E 2 FLANGE E O GAP
WPOF, , , 24.96                              !CONSERTA O WP

!ALTERAR MATERIAL DOS PARAFUSOS E ARRUELAS, DEPOIS DO MESH
!estructural - nonlinear - inelastic - rate independent - isotropic hardening plasticity
! - mises plasticity - multilinear
! E = 200000MPa e PRXY = 0.3
! 0.003175 --> 635MPa
! 0.11      --> 825MPa
! 0.0015    --> 300MPa
! 0.11      --> 415MPa

!*****
!GERAÇÃO DAS ARRUELAS DE 15.9mm
CYL4, 0.000, 60.150, 8.3, , 16.7, , -1.88    !GERA A ARRUELA 1
CYL4, 52.091, -30.075, 8.3, , 16.7, , -1.88 !GERA A ARRUELA 2
CYL4, -52.091, -30.075, 8.3, , 16.7, , -1.88 !GERA A ARRUELA 3
!*****
WPCSYS, -1, 0 !ALINHA WP COM SISTEMA CARTESIANO
WPSTYLE, , , , , , , 0
VPLLOT
/PNUM,VOLU,1

!*****
!APLICA TRACAO NA PONTA DO TUBO
ASEL, S, LOC, Z, 400.000000 !SELECIONA A EXTREMIDADE LIVRE DO TUBO
SFA, ALL, 1, PRESS, -282.69 !APLICA PRESSAO DE TRACAO NA AREA SELECIONADA
/PSF, PRES, NORM, 2

!*****
!RESELECIONA TODOS OS VOLUMES
ALLSEL

```



```

SAVE
/VIEW,1,1,2,3
/ANG,1
/REP,FAST
FINI

```