

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA

EDUARDO BAGGIO CAMPOS
DENIS CAMILLO DOS SANTOS

**MECANISMOS DE RESISTÊNCIA DE JUNTAS
METÁLICAS EM CISALHAMENTO DUPLO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA
2016

EDUARDO BAGGIO CAMPOS
DENIS CAMILLO DOS SANTOS

**MECANISMOS DE RESISTÊNCIA DE JUNTAS
METÁLICAS EM CISALHAMENTO DUPLO**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Me. Adriano Gonçalves dos Passos

CURITIBA
2016

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "MECANISMO DE RESISTÊNCIA DE JUNTAS METÁLICAS EM CISALHAMENTO DUPLO", realizado pelo aluno(s) Eduardo Baggio Campos e Denis Camillo dos Santos, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Me. Adriano Gonçalves dos Passos
Damec, UTFPR
Orientador

Prof. Dr. Ana Paula Carvalho da Silva Ferreira
Damec, UTFPR
Avaliador

Prof. Dr. Marco Antônio Luersen
Damec, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 06 de dezembro de 2016.

RESUMO

CAMPOS, Eduardo B.; SANTOS, Denis C.. MECANISMOS DE RESISTÊNCIA DE JUNTAS METÁLICAS EM CISALHAMENTO DUPLO. 31 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2016.

A importância das juntas aparafusadas na indústria de projetos estruturais são descritas neste trabalho a partir dos conceitos e fundamentos teóricos das juntas de cisalhamento duplo. Uma proposta de estudo dos mecanismos presentes em uma junta em cisalhamento por meio do método de elementos finitos é descrita levando em conta como sugestão de análise a variação no número de parafusos e comprimento da junta. Um modelo de junta em cisalhamento duplo composto de 4 chapas é simulado por meio do software de simulação ANSYS R16.2 e comparado a um ensaio real de junta em cisalhamento com o intuito de validar o modelo da simulação. Uma combinação das variáveis analisadas é sugerida para futuras simulações com o objetivo de obter coeficientes de ajustes da resistência da junta para cada situação.

Palavras-chave: Junta, Cisalhamento, Parafuso, Pré-Carga, Resistência, Atrito, Escorregamento

ABSTRACT

CAMPOS, Eduardo B.; SANTOS, Denis C.. RESISTANCE MECHANISMS OF DOUBLE SHEAR METALLIC JOINTS. 31 f. Final Project – Mechanical Engineering Department, Federal University of Technology — Paraná. Curitiba, 2016.

Lorem ipsum dolor sit amet, consectetur adipiscing elit. Ut purus elit, vestibulum ut, placerat ac, adipiscing vitae, felis. Curabitur dictum gravida mauris. Nam arcu libero, nonummy eget, consectetur id, vulputate a, magna. Donec vehicula augue eu neque. Pellentesque habitant morbi tristique senectus et netus et malesuada fames ac turpis egestas. Mauris ut leo. Cras viverra metus rhoncus sem. Nulla et lectus vestibulum urna fringilla ultrices. Phasellus eu tellus sit amet tortor gravida placerat. Integer sapien est, iaculis in, pretium quis, viverra ac, nunc. Praesent eget sem vel leo ultrices bibendum. Aenean faucibus. Morbi dolor nulla, malesuada eu, pulvinar at, mollis ac, nulla. Curabitur auctor semper nulla. Donec varius orci eget risus. Duis nibh mi, congue eu, accumsan eleifend, sagittis quis, diam. Duis eget orci sit amet orci dignissim rutrum.

Keywords: Joint, Shear, Bolt, Pre-load, Resistance, Friction, Slip

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Tipos comuns de juntas de cisalhamento axial	3
Figura 2.2 – Junta em cisalhamento simples com duas chapas	4
Figura 2.3 – Solicitações em uma junta de três chapas simples	4
Figura 2.4 – Efeito da pré-carga no cisalhamento em parafusos ASTM A325	5
Figura 2.5 – Efeito da pré-carga no cisalhamento em parafusos ASTM A490	5
Figura 2.6 – Diagrama genérico de tensão deformação de junta em cisalhamento axial com escorregamento	6
Figura 2.7 – Diagrama força deslocamento de junta em cisalhamento axial com e sem lubrificação entre chapas	7
Figura 2.8 – Pré-carga máxima teórica em função da folga nos parafusos	9
Figura 2.9 – Escorregamento em junta em cisalhamento com folga diametral	10
Figura 2.10–Comparação da deformação de (a) ensaio real com (b) simulação numérica	11
Figura 2.11–Comparação de tensões e inclinação de parafuso com folga (a)C1 e (b)C4	11
Figura 2.12–Desenvolvimento da área de contato na junta C1 (a)contato inicial, (b)intermediário, (c)contato final e (d)ensaio real	11
Figura 2.13–Desenvolvimento da área de contato na junta C4 (a) contato inicial, (b) intermediário, (c) contato final e (d) ensaio real	12
Figura 2.14–Diagramas tensão deformação para juntas C1 e C4; (a) ensaio real, (b) simulação	12
Figura 2.15–Diagrama tensão deformação em juntas com desalinhamento	14
Figura 2.16–Exemplo de distribuição de esforços em junta com 20 parafusos em linha	15
Figura 2.17–Variação do perfil de distribuição de esforços ao longo do carregamento	16
Figura 2.18–Junta real com falha nos parafusos em suas extremidades	17
Figura 2.19–Diagrama tensão deslocamento de junta com 9 parafusos	17
Figura 2.20–Curva de decaimento da resistência da junta com o comprimento total	18
Figura 3.1 – Curva de força x deslocamento em ensaio de tração de juntas com parafusos ASTM A490 7/8” em chapas de aço ASTM A514	20
Figura 3.2 – Curva de tensão-deformação verdadeira idealizada para os materiais do parafuso e chapas na simulação	22
Figura 3.3 – Ilustração do desalinhamento proposto da Tabela 3.3	23
Figura 4.1 – Junta aparafusada com parafusos 7/8” simplificada para 1/4 de junta	25
Figura 4.2 – Disposição da malha sobre o modelo da junta pré-tracionada	26
Figura 4.3 – Força de reação ao deslocamento da junta	27
Figura 4.4 – Curva de tensão cisalhante de engenharia-deslocamento obtida com simulação no software Ansys	28

Figura 4.5 – Distribuições de tensões na junta obtidas após as simulações	28
Figura 6.1 – Cronograma de atividades TCC1	30

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Resistência de junta com parafusos A325 na presença ou não de lubrificante	8
Tabela 2.2 – Máxima folga teórica em função do diâmetro de parafuso	9
Tabela 2.3 – Folgas diametrais utilizadas	10
Tabela 2.4 – Tolerâncias diametrais recomendadas para furo com broca	12
Tabela 2.5 – Tolerâncias diametrais recomendadas para furo com alargador	13
Tabela 2.6 – Tolerâncias de posição recomendadas para furo em diversos processos de furação	13
Tabela 3.1 – Valores de tensão e deformação em ensaios com parafusos A354BD com chapas A440 obtidos por Wallaert e Fisher (1964)	21
Tabela 3.2 – Propriedades do aço A440 e parafuso A354BD	22
Tabela 3.3 – Exemplo de geometria de uma chapa do lote de tolerâncias 0,5 mm da variável alinhamento e 6 parafusos	23
Tabela 3.4 – Possível número de simulações a serem realizadas dado um número de parafusos	23
Tabela 4.1 – Características da junta simulada pelo software ANSYS para validação do modelo de elementos finitos.	28

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos	2
1.2	Justificativa	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1	Juntas de Cisalhamento	3
2.2	Cargas	4
2.3	Escorregamento	6
2.4	Atrito entre chapas	7
2.5	Folga Diametral	8
2.6	Tolerâncias de Geometria	12
2.7	Juntas de múltiplos parafusos	14
3	METODOLOGIA	19
3.1	Simulação numérica	19
4	RESULTADOS PRELIMINARES	25
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	29
6	CRONOGRAMA	30
	Referências	31

1 INTRODUÇÃO

O uso de juntas aparafusadas em cisalhamento é universalmente difundido em projetos mecânicos e civis. Ela é aplicada em uniões ou fixações mecânicas devido à sua praticidade na execução de projetos. Podem ser montadas e desmontadas facilmente e têm elevada resistência, especialmente em aplicações de grande exigência como estruturas prediais e de veículos pesados (KULAK *et al.*, 2001). Nestas aplicações são utilizados múltiplos parafusos na junta em números cada vez maiores, de acordo com a resistência mecânica exigida pelo projeto. O cálculo da resistência da junta é comumente realizado através de testes práticos das suas aplicações feitos em laboratório e/ou também através de simulações computacionais pelo método dos elementos finitos. Um coeficiente de segurança mais elevado normalmente é aplicado tanto no método empírico quanto no método computacional devido a imprevisibilidade da distribuição das forças nos parafusos que podem implicar na falha da junta.

Tal imprevisibilidade ocorre por conta de diversos fatores. O principal deles é o comprimento da junta, que afeta a distribuição de forças nos parafusos, fazendo com que cada um seja solicitado de forma diferente. Outro aspecto importante é a folga diametral entre o furo e o parafuso, que possibilita variação na posição do parafuso, levando a escorregamentos da junta em solicitações pesadas. Isso também cria distribuições complexas e imprevisíveis das forças nos parafusos da junta (MCCARTHY; MCCARTHY, 2003). A força de aperto também pode interferir, sendo que quanto maior o aperto no parafuso, maior o efeito do atrito entre as chapas na resistência da junta. Fazer o controle preciso de aperto na porca é difícil e esta é outra fonte de variações na resistência de um parafuso para o outro.

Dessa forma, uma junta aparafusada em cisalhamento tem dois parâmetros importantes para resistir às solicitações, que são o atrito entre as chapas e as tensões cisalhantes nos parafusos. Estes dois parâmetros trabalham em conjunto para fornecer resistência às solicitações.

Em juntas reais, a força de aperto em cada parafuso provoca compressão de uma chapa contra a outra. É o atrito gerado por esta compressão que resiste às forças no momento inicial em que a chapa é tracionada. Somente quando este atrito é vencido é que ocorre o deslizamento da junta (KULAK *et al.*, 2001) e inicia-se o carregamento cisalhante dos parafusos. Dependendo do tipo de aplicação da junta e da solicitação na qual ela estará sujeita, o deslizamento da mesma já pode ser considerado como um modo de falha sem que se inicie o processo de cisalhamento dos parafusos.

Com isso, este trabalho descreve, por meio de simulações computacionais, os mecanismos resistência de uma junta em cisalhamento e suas influências na carga que poderá suportar.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho apresenta como objetivos a descrição dos fenômenos físicos atuantes em uma junta de cisalhamento duplo sob tração. Para isso, o software de elementos finitos Ansys 17.0 foi usado no projeto e simulação da junta. O modelo computacional da junta foi baseado nos resultados obtidos pelo método experimental realizado por Wallaert e Fisher (1964), intitulado “*Shear Strength of High-Strength Bolts*” e Kulak (1967).

1.2 JUSTIFICATIVA

Este estudo permitirá um amplo conhecimento dos mecanismos de resistência das juntas aparafusadas em condições de cisalhamento, podendo estabelecer condições que reduzam a probabilidade de falha e a necessidade de aplicação de elevados coeficientes de segurança em projetos estruturais que utilizam juntas aparafusadas. Isso permitirá redução de custos e a possibilidade de utilização de estruturas mais leves.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 JUNTAS DE CISALHAMENTO

Juntas aparafusadas ou rebitadas são classificadas de acordo com o tipo de tensão em que os parafusos ou rebites estão sujeitos. Eles podem sofrer (1) cisalhamento puro, (2) tração pura ou (3) tração combinada ao cisalhamento (KULAK et al., 2001).

Na categoria (1), a junta pode estar sujeita ao chamado cisalhamento axial, em que a linha de ação da força cisalhante passa pelo centroide do grupo de parafusos. Ela também pode sofrer o cisalhamento excêntrico, em que a linha de ação não passa por esse ponto. Neste caso existe um momento resultante que aumenta as tensões no grupo de parafusos.

A abordagem deste trabalho será sobre as juntas de três chapas e suas variantes, por se tratar da forma mais simples e comum de conexão estrutural de cisalhamento axial. Elas não apresentam flexão nas chapas e conseqüente tensão no grupo de parafusos provenientes do cisalhamento excêntrico. Este tipo de junta é mostrado na figura 2.1.

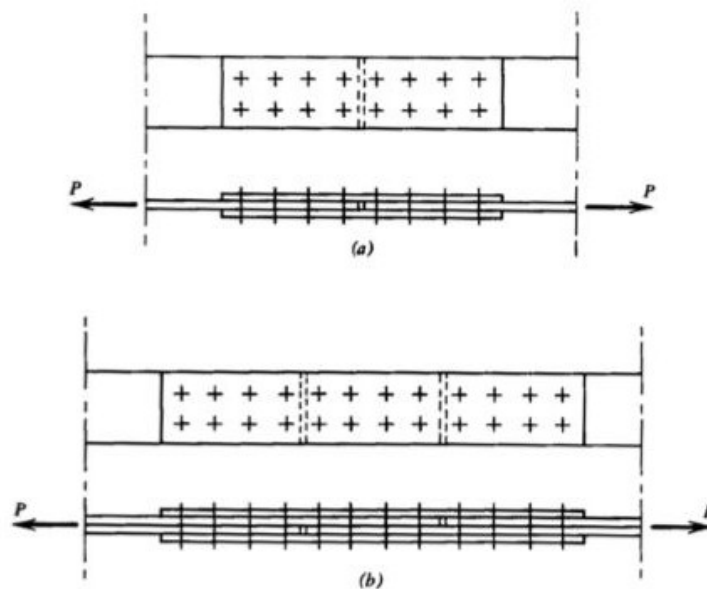


Figura 2.1 – Tipos comuns de juntas de cisalhamento axial (KULAK et al., 2001).

Caso a junta seja montada com apenas um plano de cisalhamento, como mostrado na Figura 2.2, ocorre o cisalhamento simples. Um momento resultante surge devido à força excêntrica neste tipo de junta, o que provoca flexão nas chapas. As chapas tendem a trazer as linhas de tração de cada chapa para um mesmo plano, sacrificando sua geometria e deformando-se ao redor da junta. Com isso o(s) parafuso(s) passam a estar sujeitos a uma tensão de tração em conjunto com a de cisalhamento.

As juntas em tração pura, categoria tipo (2), não fazem parte do escopo deste trabalho e por este motivo não serão abordadas.

As juntas em cisalhamento simples com apenas duas chapas apresentam as deformações provocadas pelo momento das forças axiais não coplanares, como mostrado na Figura 2.2. Por esse motivo estas juntas não serão abordadas neste trabalho.

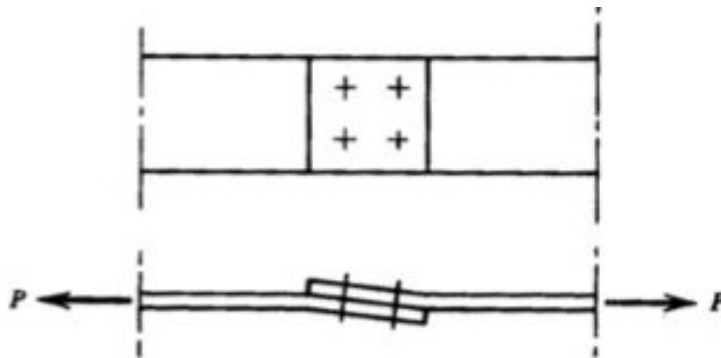


Figura 2.2 – Junta em cisalhamento simples com duas chapas (KULAK et al., 2001).

2.2 CARGAS

A figura 2.3 mostra uma carga resultante P sendo aplicada nas extremidades da junta em cisalhamento e uma força de aperto T_i sendo aplicada nos parafusos da junta.

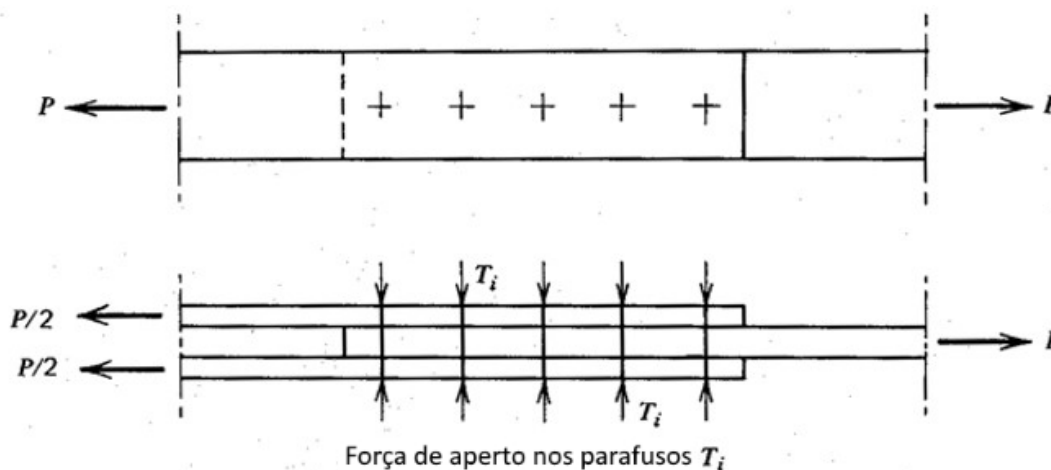


Figura 2.3 – Solicitações em uma junta de três chapas simples (KULAK et al., 2001).

Wallaert e Fisher (1964) mostraram que a força de aperto nos parafusos não influencia de maneira significativa a resistência de uma junta em cisalhamento. Os testes foram realizados em parafusos ASTM A325 (Classe 8.8) e ASTM A490 (Classe 10.9) com uma união de chapas não lubrificada. Três forças de aperto foram utilizadas em cada parafuso. O parafuso A325 foi apertado até ficar “justo” (aproximadamente 36,0 kN), até meia volta e finalmente uma volta e meia. O parafuso A490 foi testado com aperto “justo”,

meia volta e uma volta de aperto. As curvas de calibração de força de aperto em função do número de voltas dadas na porca estão disponíveis nas Figuras 2.4 e 2.5, assim como os resultados encontrados para cada força de aperto.

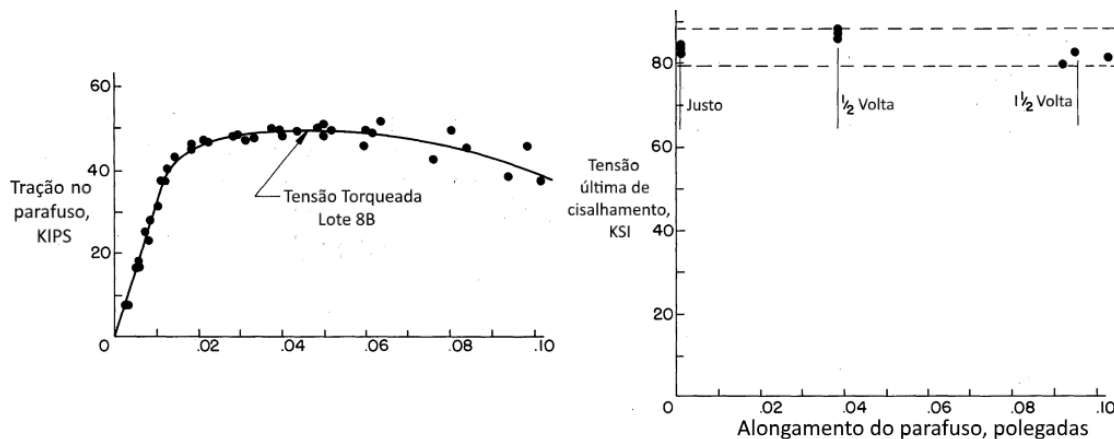


Figura 2.4 – Efeito da pré-carga no cisalhamento em parafusos ASTM A325 (WALLAERT; FISHER, 1964).

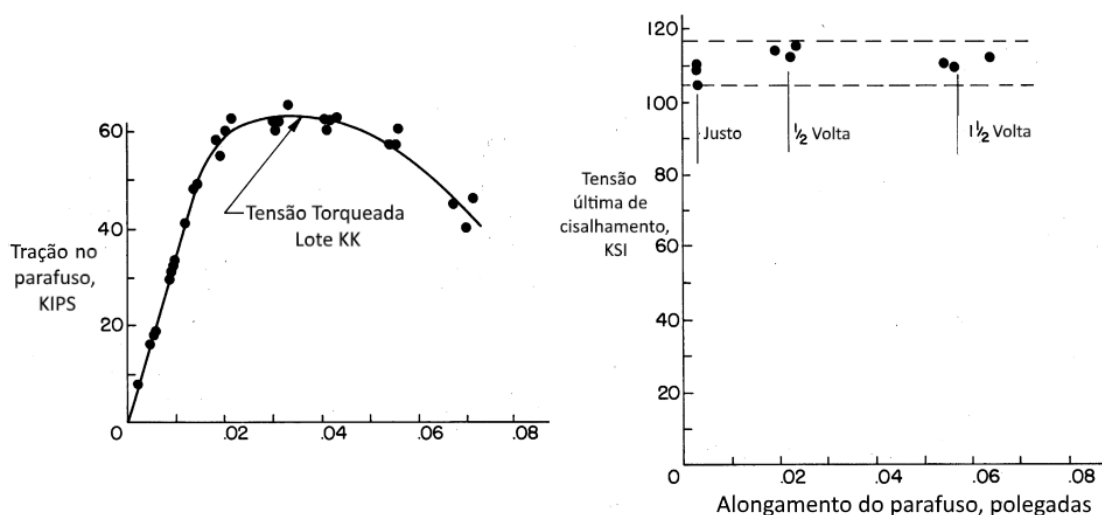


Figura 2.5 – Efeito da pré-carga no cisalhamento em parafusos ASTM A490 (WALLAERT; FISHER, 1964).

A não lubrificação da união de chapas aumenta a influência do atrito e da força de aperto das chapas, como descrito na Seção 2.3, mas ainda assim a influência encontrada foi mínima.

Uma explicação dada por Wallaert e Fisher (1964) é que a maior parte da deformação elástica da pré-carga é dada pelos filetes da rosca e não pelo comprimento liso do parafuso, que é cisalhada. Com isso, a tensão de tração não é crítica no corpo do parafuso, tendo pouca influência na resistência ao cisalhamento.

Além disso, estudos de parafusos sob esforços tanto cisalhantes quanto de tração mostram que forças trativas de 20 até 30% da resistência de tração do material não afetam

significativamente a resistência de cisalhamento (CHESSON JR. et al., 1964).

2.3 ESCORREGAMENTO

Como será descrito na Seção 2.5, furos de juntas de cisalhamento são comumente maiores que o diâmetro dos parafusos utilizados. Essa prática é utilizada para prevenir quaisquer problemas com as tolerâncias dimensionais, descritas na Seção 2.6, que impossibilitem a montagem da junta em campo. Isso faz com que os parafusos da junta possam estar dispostos, já com pré-carga e fixados, em qualquer posição dentro do furo, seja em contato com um ponto do furo, seja bem centralizado, com folga em todo o seu redor. Quando a junta é solicitada acima da capacidade de atrito da união das chapas, ocorre o escorregamento da junta, em que esta passa de uma situação de atrito estático para atrito dinâmico, passando a tensionar em cisalhamento todos os parafusos da junta.

Quatro estágios característicos de carregamento do tipo (1) podem ser notados (KULAK et al., 2001), como mostrado na Figura 2.6. Escorregamento expressivo pode ser notado entre os estágios 1 e 2.

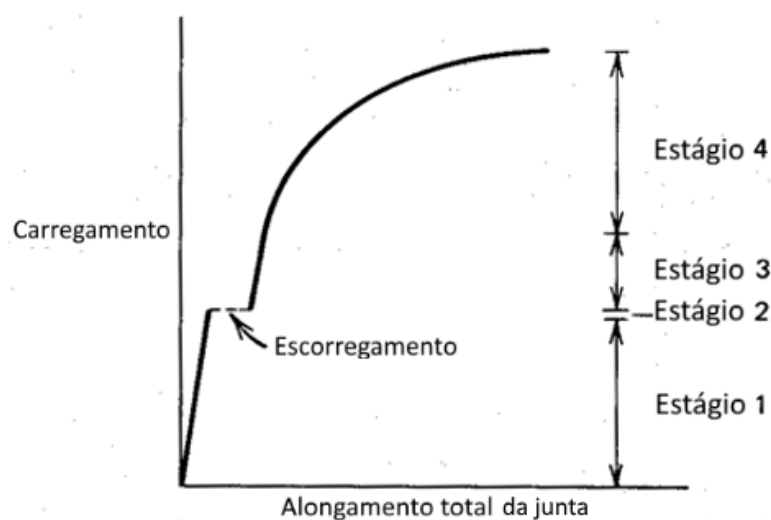


Figura 2.6 – Diagrama genérico de tensão deformação de junta em cisalhamento axial com escorregamento (KULAK et al., 2001).

No primeiro estágio ocorre o carregamento da junta em atrito estático, que previne o escorregamento. Aqui, o alongamento se dá puramente devido à deformação das chapas em conjunto, unidas por atrito. No segundo estágio, as forças a que a junta está sendo solicitada excedem a resistência de atrito estático, e o escorregamento passa a ocorrer. O escorregamento só termina quando as hastes dos parafusos entram em contato com as paredes do interior dos furos. Isso faz com que a junta volte a se deformar elasticamente (estágio 3). É importante notar que em juntas onde o número de parafusos é grande o escorregamento ocorre em vários estágios. Finalmente no estágio 4, quando a tensão de

escoamento é excedida nos parafusos, chapas ou ambos, acontece o escoamento e posterior falha por cisalhamento completo do parafuso ou rasgamento da chapa.

2.4 ATRITO ENTRE CHAPAS

Caso a carga da junta esteja no estágio 1 da Figura 2.6, ela resiste suas solicitações com o atrito entre as chapas, sem tensionar o parafuso. O não escorregamento pode ser um requisito de projeto, como quando o alinhamento de estruturas é crítico ou quando uma junta têm carregamento reverso e o impacto no parafuso é indesejado (KULAK et al., 2001). Nesse tipo de junta, o critério de falha não é a falha por cisalhamento e sim o escorregamento. Dessa forma, como as chapas não escorregam durante a solicitação, o cisalhamento dos parafusos ou dos rebites não ocorre. Entretanto, rebites não são recomendados em juntas de atrito por não permitirem o ajuste fino da pré-carga, e por consequência do atrito entre chapas, como os parafusos permitem com o aperto da porca.

Wallaert e Fisher (1964) testaram a influência da presença de lubrificação entre as chapas da junta em cisalhamento com os resultados expostos na Figura 2.7. O lubrificante é usado para demonstrar a resistência da junta desconsiderando a força de atrito entre chapas e qualquer escorregamento que houver durante a solicitação.

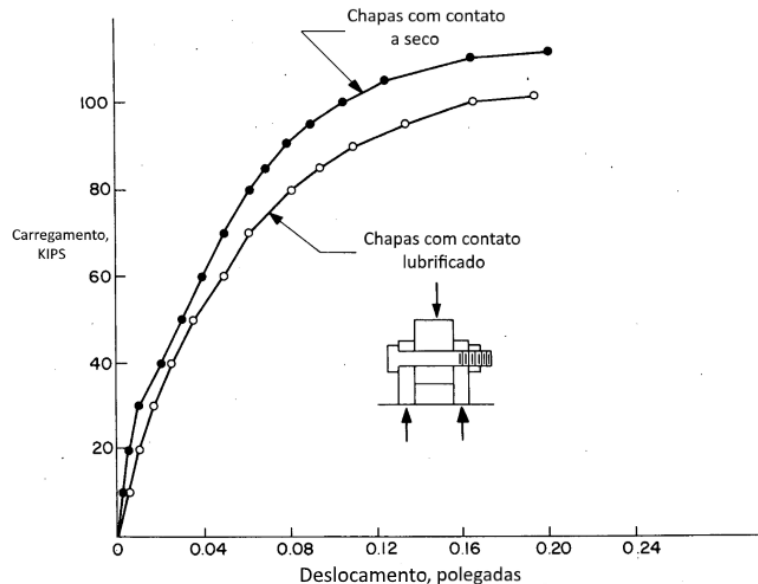


Figura 2.7 – Diagrama força deslocamento de junta em cisalhamento axial com e sem lubrificação entre chapas (WALLAERT; FISHER, 1964).

A influência da lubrificação encontrada nos testes foi de uma redução de 2% a 5% na resistência da junta, comprovando a pequena influência do atrito. A Tabela 2.1 mostra os resultados do teste. A diferença é pequena pois a maior parte da resistência é devido ao cisalhamento dos parafusos. Ainda assim, os resultados mostram que o atrito é

responsável por uma parcela pequena de resistência mesmo após a deformação plástica e consequente perda da pré-carga no parafuso, como descrito na seção 2.2.

Tabela 2.1 – Resistência de junta com parafusos A325 na presença ou não de lubrificante (WALLAERT; FISHER, 1964).

Cond. Superficial	Dia. (in)	Tensão Últ. (ksi)
Seco	7/8	92,5
Lubrificado	7/8	88,2
Seco	1	81,6
Lubrificado	1	79,4

2.5 FOLGA DIAMETRAL

Desde as primeiras aplicações com parafusos de alta resistência, furos com diâmetros 1/16" maiores que o parafuso têm sido usados para facilitar a montagem de uma junta. A mesma prática se tornou comum na Europa e Japão, usando 2 mm de folga diametral (KULAK et al., 2001). Ainda assim, restringir a folga diametral a esses níveis exigem rigorosas condições de alinhamento, principalmente em juntas de maior porte. Para evitar a impossibilidade de montagem da junta por desalinhamento, fabricantes de estruturas metálicas podem ter que pré-montar a estrutura antes do fornecimento para garantir o alinhamento. Tamanhos maiores de folga aumentam as chances de montagem, mesmo em estruturas desalinhadas, ao custo de potencialmente enfraquecer a junta. Durante o aperto do parafuso em um furo com grande folga diametral, pouca área da cabeça do parafuso entra em contato com a chapa. Com isso a tensão de escoamento da chapa pode ser excedida e nunca permitir o mínimo de pré-carga e alongamento especificado para o parafuso. A pré-carga máxima conseguida com parafusos A325 em função da folga utilizada está demonstrada no gráfico da Figura 2.8. Nota-se que com uma folga diametral de 1/4" houve casos em que a pré-carga não foi alcançada. Com isso em mente, é possível determinar a folga máxima permitida para cada tamanho de parafuso para evitar a deformação plástica da chapa durante o aperto permitindo a pré-carga. Os resultados estão expostos na Tabela 2.2.

Por esse motivo, quando folgas diametraes muito grandes são usadas, a pressão entre chapas é menor. Aliando a baixa pressão com a maior folga nos parafusos, escorregamentos ocorrem com uma solicitação mais baixa de junta e por extensões maiores. A Figura 2.9 mostra uma deformação elástica inicial baixa. No momento do primeiro escorregamento, uma distância de 0.03" foi percorrida antes da tração na junta voltar a subir. Ainda assim, o primeiro escorregamento sempre foi menor que o valor da folga diametral. Logo, sucessivos escorregamentos ocorrem com trações de incrementos cada vez menores. Ao longo desse processo, em cada escorregamento a geometria e as tensões cisalhantes nos parafusos se modificam. Finalmente um ou mais parafusos são tensionados em cisa-

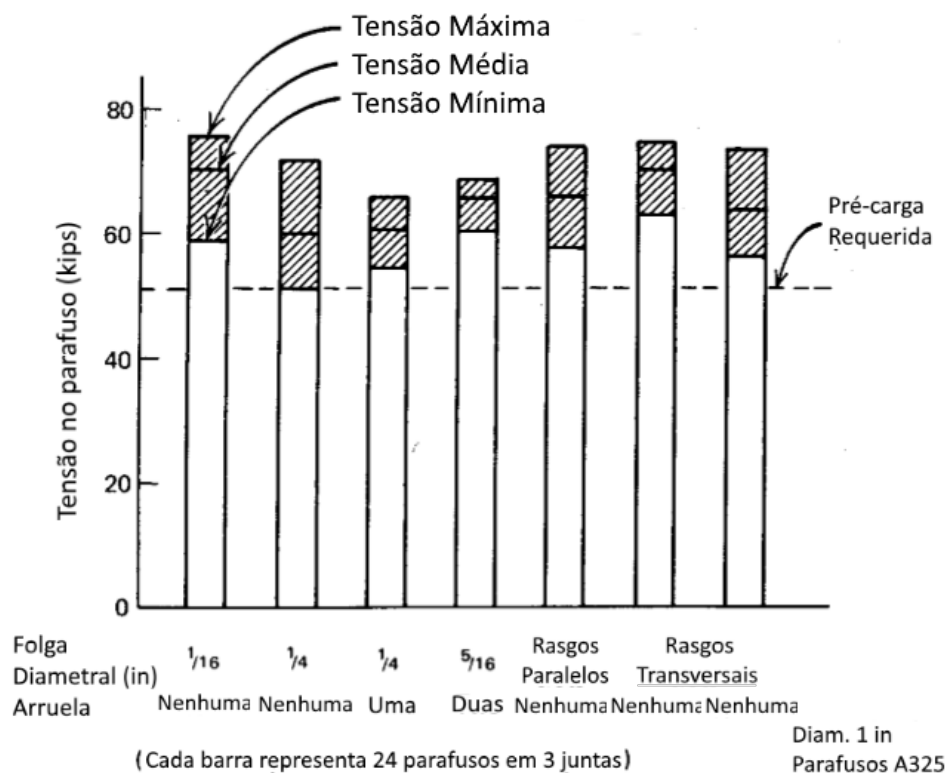


Figura 2.8 – Pré-carga máxima teórica em função da folga nos parafusos (KULAK et al., 2001).

Tabela 2.2 – Máxima folga teórica em função do diâmetro de parafuso (ALLAN; FISHER, 1968).

Dia. (in)	Dia. Máx. de Furo (in)	Folga Diam.
1/2	11/16	3/16
5/8	13/16	3/16
3/4	15/16	3/16
7/8	1 1/16	3/16
1	1 1/4	1/4
1 1/8	1 7/16	5/16
1 1/4	1 9/16	5/16
1 3/4	1 11/16	5/16
1 1/2	1 13/16	5/16

lhamento pela chapa e novos escorregamentos não voltam a ocorrer. Um decréscimo de 15% na resistência do escorregamento da junta pode ocorrer pelo uso de furos com folga diametral maior (ALLAN; FISHER, 1968).

McCarthy e McCarthy (2005) examinaram o comportamento de uma junta em cisalhamento de duas chapas com um único parafuso frente à folga diametral com simulações numéricas. As chapas utilizadas são de material compósito (fibra de carbono/epóxi) em comportamento linear elástico. O parafuso usado é de liga de titânio com diâmetro de 8 mm. As folgas diametraes examinadas no trabalho são mostradas na tabela 2.3, que representam 0%, 1%, 2% e 3% de folga. O parafuso foi apertado com um torque de 0,5 N m,

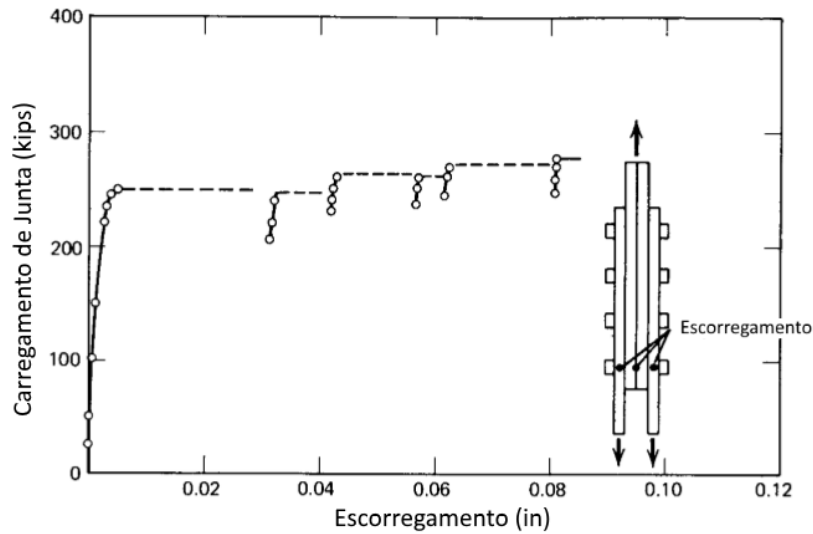


Figura 2.9 – Escorregamento em junta em cisalhamento com folga diametral (ALLAN; FISHER, 1968).

ou seja, apertado “com os dedos”.

Tabela 2.3 – Folgas diametraais utilizadas (MCCARTHY; MCCARTHY, 2005).

Código de folga	Folga diametral nominal (μm)
C1	0
C2	80
C3	160
C4	240

A junta com folga “C1”, tolerância comumente usada na indústria aeroespacial, foi sujeita a uma solicitação de 5 kN tanto experimentalmente quanto em simulação numérica. A deformação exposta é mostrada na Figura 2.10. A Figura 2.11 faz um comparativo das tensões cisalhantes nos parafusos e inclinação dos mesmos para os casos de folga C1 e C4. Folgas maiores, como as do caso C4 proporcionam tensões cisalhantes maiores nos parafusos do que folgas justas, como as do caso C1. A inclinação do parafuso também é influenciada pelo tamanho da folga, sendo a mesma levemente maior no caso da folga maior. O comparativo mostrou que a amostra C1 apresentou 1 grau de inclinação, enquanto que a amostra C4 teve 2 graus.

Uma maior folga diametral diminui a região de contato ao longo do corpo do parafuso, enquanto que uma maior inclinação de parafuso concentra os esforços em um dos lados deste, como pode ser mostrado nas Figuras 2.12 e 2.13. Isso implica em tensões maiores quando uma folga maior é utilizada, pelo fato da área de distribuição da solicitação ser menor.

Pode-se notar que com a folga C4 há uma grande variação relativa da área de contato ao longo do aumento da solicitação. Com isso, a junta C4 exibe uma rigidez

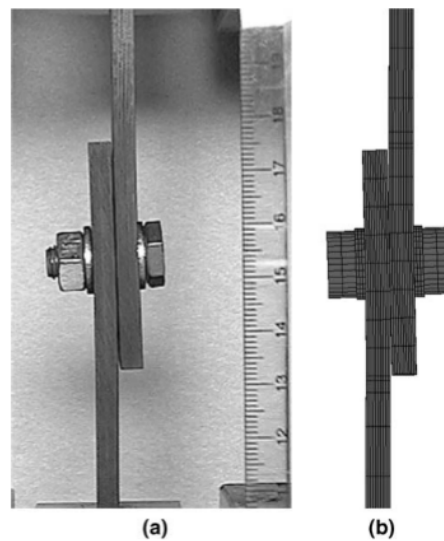


Figura 2.10 – Comparação da deformação de (a) ensaio real com (b) simulação numérica (MCCARTHY; MCCARTHY, 2005).

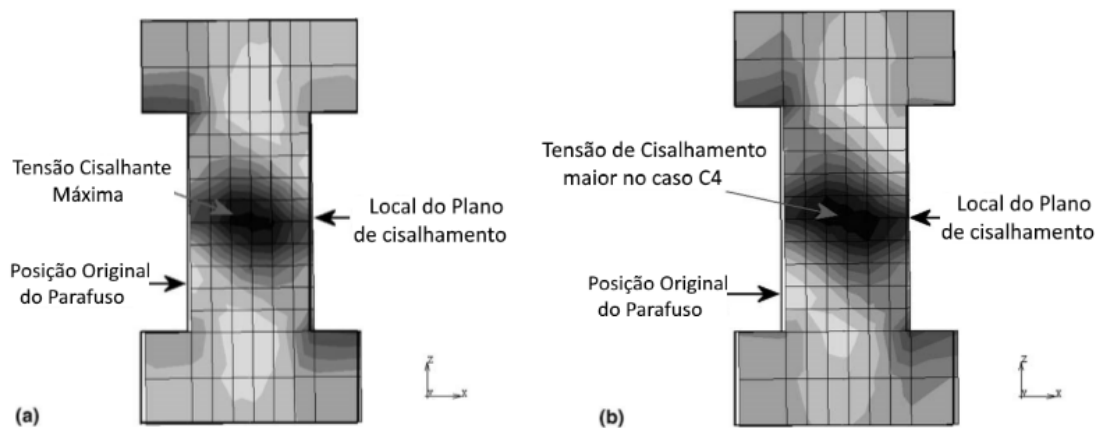


Figura 2.11 – Comparação de tensões e inclinação de parafuso com folga (a)C1 e (b)C4 (MCCARTHY; MCCARTHY, 2005).

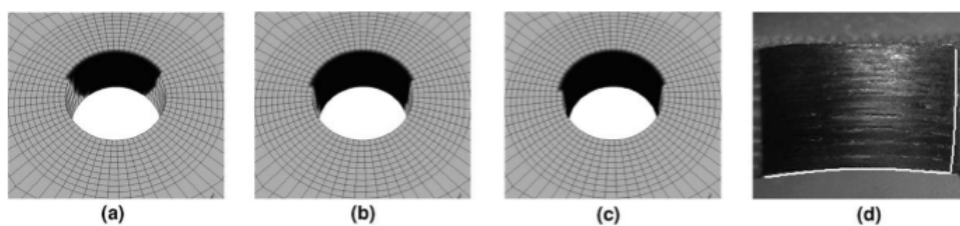


Figura 2.12 – Desenvolvimento da área de contato na junta C1 (a)contato inicial, (b)intermediário, (c)contato final e (d) ensaio real (MCCARTHY; MCCARTHY, 2005).

inicialmente mais baixa devido à alta deformação do parafuso e do furo no ponto de contato, para em seguida se aproximar da rigidez da junta C1, cuja área varia muito menos. Também foi notado por McCarthy e McCarthy (2005) um escorregamento inicial maior permitido por folgas diametrais maiores, como mostrado na Figura 2.14.

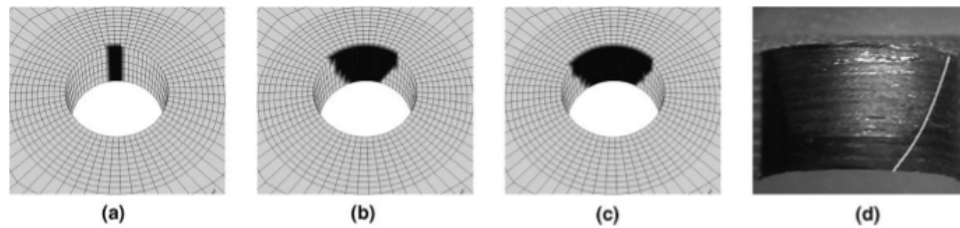


Figura 2.13 – Desenvolvimento da área de contato na junta C4 (a) contato inicial, (b) intermediário, (c) contato final e (d) ensaio real (MCCARTHY; MCCARTHY, 2005).

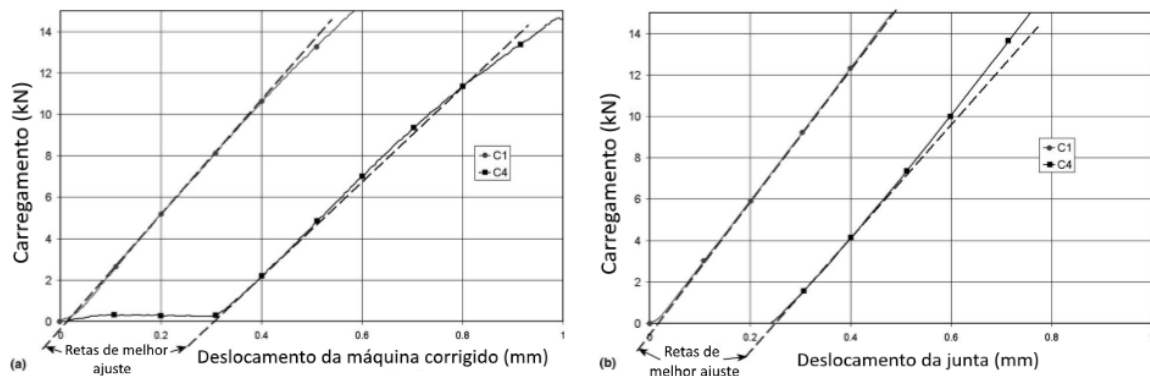


Figura 2.14 – Diagramas tensão deformação para juntas C1 e C4; (a) ensaio real, (b) simulação (MCCARTHY; MCCARTHY, 2005).

2.6 TOLERÂNCIAS DE GEOMETRIA

O desgaste de uma broca de furação é provavelmente o fator dominante na precisão de usinagem de um furo, seja no diâmetro ou na perpendicularidade do furo (BRALLA, 1999). Unicamente com o efeito do desgaste, ela já pode fazer um furo menor ou maior que o especificado. Muitas técnicas diferentes são usadas para alcançar tolerâncias dimensionais melhores, permitindo diferentes tolerâncias para diferentes aplicações. O uso de um alargador após a furação com broca permite tolerâncias mais precisas, como pode ser visto nas Tabelas 2.4 e 2.5.

Tabela 2.4 – Tolerâncias diametraes recomendadas para furo com broca (BRALLA, 1999).

Dia. do furo, mm (in)	Tolerância recomendada, mm (in)
0 to 3 (0–1/8)	+0.08, -0.025 (+0.003, -0.001)
Acima de 3–6 (1/8–1/4)	+0.1, -0.025 (+0.004, -0.001)
Acima de 6–13 (1/4–1/2)	+0.15, -0.025 (+0.006, -0.001)
Acima de 13–25 (1/2–1)	+0.2, -0.05 (+0.008, -0.002)
Acima de 25–50 (1–2)	+0.25, -0.08 (+0.010, -0.003)
Acima de 50–100 (2–4)	+0.3, -0.1 (+0.012, -0.004)

Tabela 2.5 – Tolerâncias diametrais recomendadas para furo com alargador (BRALLA, 1999).

Dia. do furo, <i>mm (in)</i>	Tolerância recomendada, <i>mm (in)</i>
0 to 13 (0–1/2)	±0.013 a ±0.025(0,0005 a 0.001)
Acima de 13–25 (1/2–1)	±0.025(0.001)
Acima de 25–50 (1–2)	±0.05(0.002)
Acima de 50–100 (2–4)	±0.08(0.003)

ALINHAMENTO

Um fator ainda mais importante para uma junta em cisalhamento com múltiplos parafusos é a tolerância de posição de um furo, pois a mesma diminui as chances de ocorrer um desalinhamento na matriz de furos de uma junta. Tolerâncias comuns e precisas para cada processo de furação estão expostas na Tabela 2.6.

Tabela 2.6 – Tolerâncias de posição recomendadas para furo em diversos processos de furação (BRALLA, 1999).

	± Distância da cota de projeto, <i>mm (in)</i>	
	Tol. normal	Tol. apertada
1. Furação manual	0.5 (0.020)	0.25 (0.010)
2. Furação com furadeira fixada	0.25 (0.010)	0.13 (0.005)
3. Furação de precisão ou com CNC	0.2 (0.008)	0.1 (0.004)
4. Furação com CNC; furação posicionada a partir do último furo	0.05 (0.002)	0.025 (0.001)
5. Mandriladora por coordenadas; furação posicionada como no item 4	0.025 (0.001)	0.005 (0.0002)

Uma série de pequenos escorregamentos podem ser observados em juntas com furos desalinhados (KULAK et al., 2001). Cada escorregamento traz a solicitação a um novo parafuso, antes não tensionado, durante o processo de ajuste geométrico da junta. Pode-se observar em juntas não alinhadas que a resistência ao escorregamento é igual ou superior às juntas alinhadas, ilustrado no gráfico da Figura 2.15. Isso ocorre pois quanto mais desalinhada a junta estiver, mais rígida ela será.

Da mesma forma que alguns parafusos na junta vão limitar o seu movimento, eles também serão tensionados precocemente. Caso a capacidade de deformação da junta e dos parafusos permita, todos os parafusos virão a ser tensionados com o aumento da solicitação. Caso a junta não seja permissiva o suficiente, ou o desalinhamento for muito grande, os parafusos precocemente tensionados poderão vir a falhar antes do restante dos parafusos estarem tensionados. Isso diminuirá a resistência total da junta, muitas vezes provocando o “desabotoamento”, ou falhas sucessivas nos parafusos da junta, que fica cada vez mais fraca (KULAK et al., 2001).

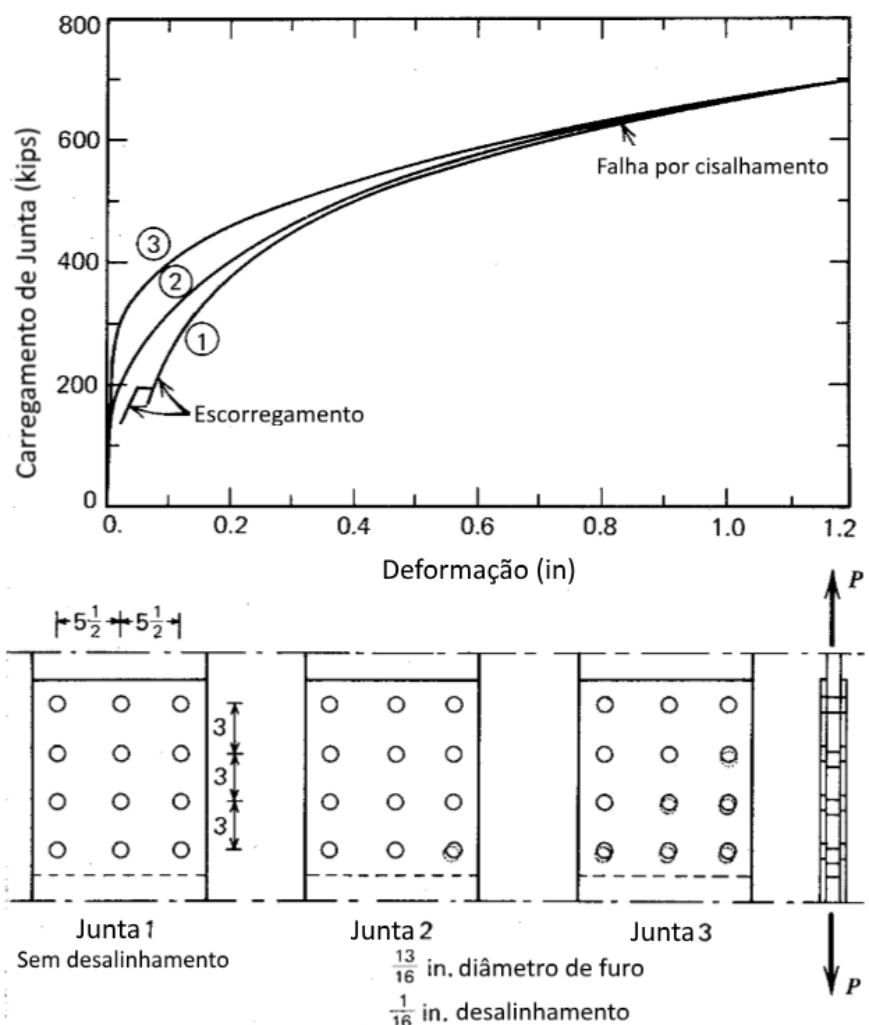


Figura 2.15 – Diagrama tensão deformação em juntas com desalinhamento (KULAK et al., 2001).

Os desalinhamentos e dimensões das juntas mostradas na Figura 2.15 trouxeram resultados benéficos na rigidez de junta sem comprometer a resistência final. Resultados similares foram obtidos em testes posteriores (KULAK et al., 2001)

O ajuste natural da junta ao desalinhamento pode ocorrer tanto elasticamente quanto com escoamentos localizados. Caso a junta não absorva uma deformação necessária de uma forma ou de outra, o parafuso pode cisalhar prematuramente. Isso é mais importante em parafusos de alta resistência, por ter uma capacidade menor de deformação em cisalhamento.

2.7 JUNTAS DE MÚLTIPLOS PARAFUSOS

Até o escorregamento, juntas de um parafuso e de múltiplos parafusos agem de forma equivalente, mantendo a rigidez da junta por meio do atrito. Uma vez que o escorregamento tenha acontecido e os parafusos estejam sendo solicitados, as juntas de

múltiplos fixadores não distribuem seu carregamento por igual em todos os parafusos.

Assim que a junta é solicitada e o escorregamento ocorre, somente os parafusos das extremidades são tensionados pelas chapas externas e internas. No decorrer do aumento da tração de junta, estes se deformam até que os parafusos subsequentes sejam tensionados contra as chapas. Esse processo continua até que todos os parafusos estejam tensionados.

Solicitações ainda maiores causam uma deformação proporcional à força que o parafuso está resistindo. A deformação de um parafuso nesse estágio depende do alongamento das seções de chapa entre parafusos. Caso sejam muito rígidas a força é transmitida mais cedo. Se a chapa for mais elástica ou dúctil, menos carregamento é transferido e eles se concentram nos parafusos das extremidades, como mostrado na Figura 2.16.

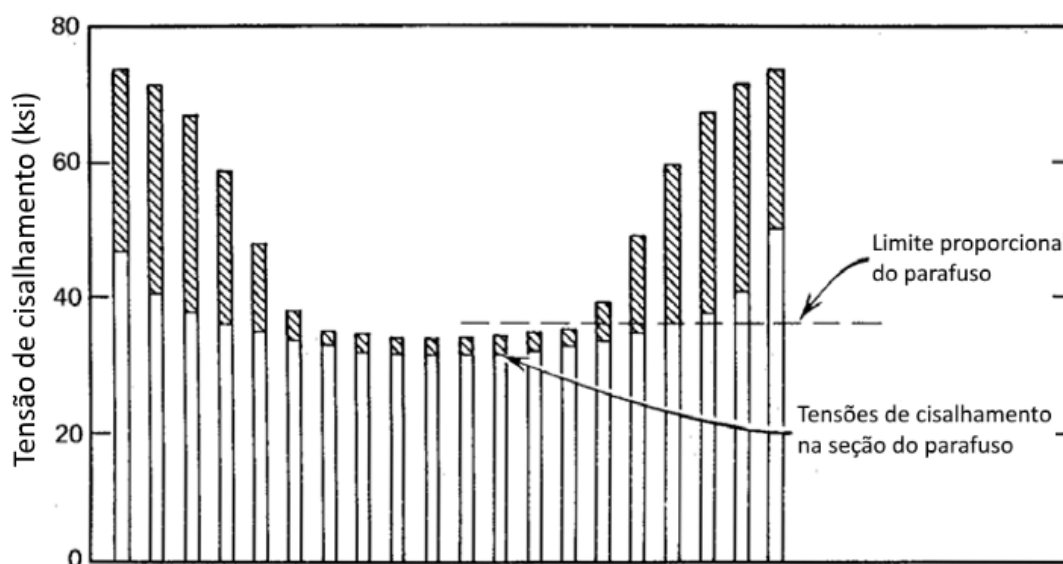


Figura 2.16 – Exemplo de distribuição de esforços em junta com 20 parafusos em linha (KULAK et al., 2001).

Além do fato de segmentos de chapas estarem mais tensionados nas extremidades, e se alongarem mais, elas também se deslocam mais em referência à chapa central da junta devido à soma de todas as deformações dos segmentos internos (KULAK et al., 2001). Esse deslocamento total dos segmentos mais externos contribui para as forças mais elevadas nos parafusos das extremidades. Caso os parafusos tenham boa ductilidade em relação às deformações da junta, os esforços tendem a se igualar, como é mostrado na Figura 2.17. Juntas mais curtas tendem a ter diferenças muito pequenas de deslocamento entre parafusos, com distribuição de forças quase idêntica. Neste caso, a falha ocorre com o cisalhamento quase que simultâneo de todos os parafusos. Já em juntas longas, a diferença de deslocamento entre os furos é maior, causando maior variação entre as forças em cada fixador. Assim, a falha passa a ocorrer inicialmente nos parafusos da extremidade, o que enfraquece a junta e faz com que os parafusos internos rompam em sequência, falha conhecida como “desabotamento”. A Figura 2.18 mostra uma seção de junta em que isso

começava a ocorrer. Este fenômeno é previsto teoricamente e foi observado em diversos testes de juntas longas, tanto parafusadas quanto rebitadas (KULAK et al., 2001).

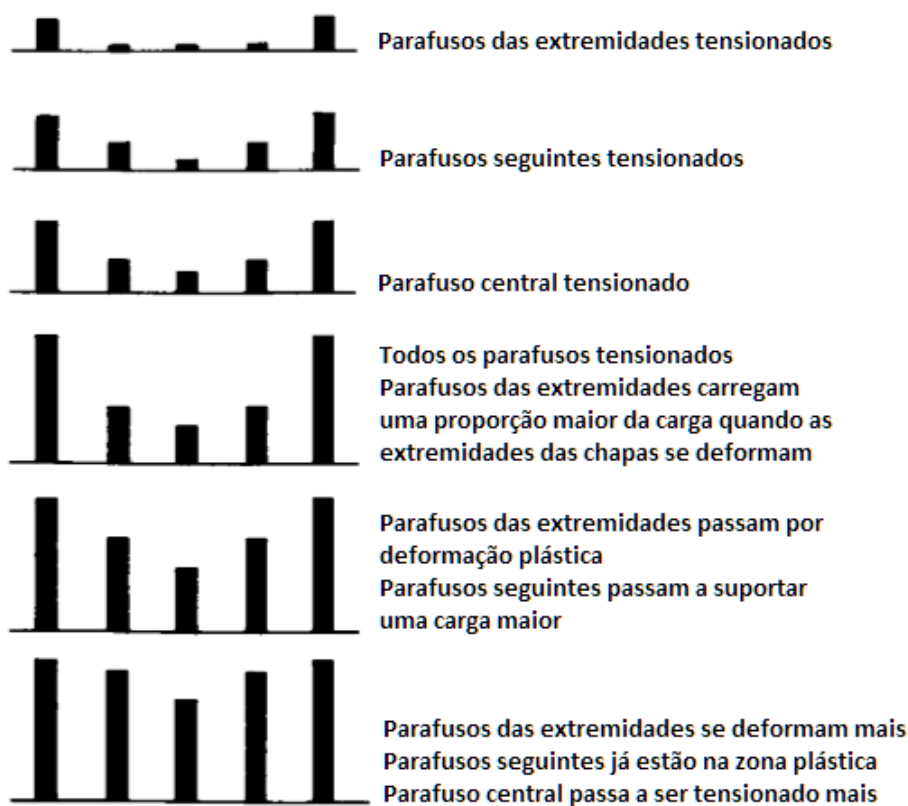


Figura 2.17 – Variação do perfil de distribuição de esforços ao longo do carregamento (KULAK et al., 2001).

A Figura 2.19 mostra um diagrama tensão-deformação em uma junta com 9 parafusos A325 e chapas de aço A7, com tensão de escoamento de 33 ksi. Pode ser observado três estágios de decréscimo instantâneo da carga de tração, momentos em que houve falha nos pontos indicados na figura.

Como já mencionado, este efeito é muito influenciado pelo comprimento da junta. Chapas maiores distribuem de forma menos eficiente os esforços nos parafusos, de forma a ter sua resistência total prejudicada. A Figura 2.20 mostra o decréscimo da resistência de ruptura de uma junta em função do comprimento, obtido de forma teórica (KULAK et al., 2001). Pode-se notar que em comprimentos de até 10", a resistência de junta não sofreu alterações. Em estudos com um maior número de parafusos, essa curva tendeu a cair mais rapidamente.

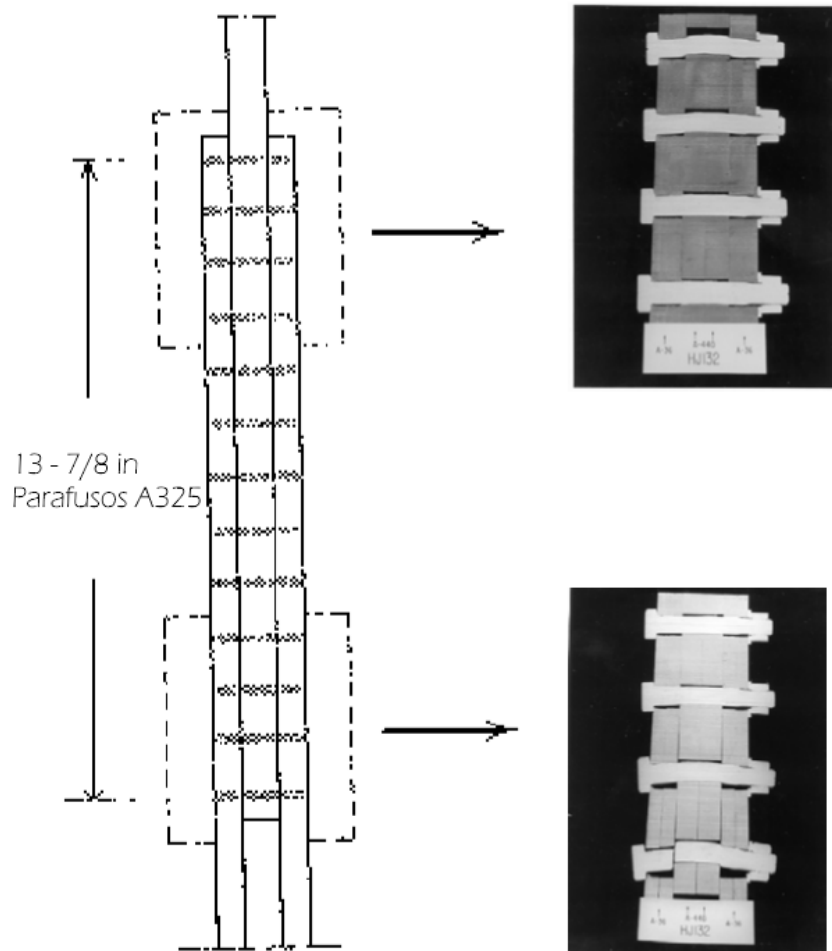


Figura 2.18 – Junta real com falha nos parafusos em suas extremidades (KULAK et al., 2001).

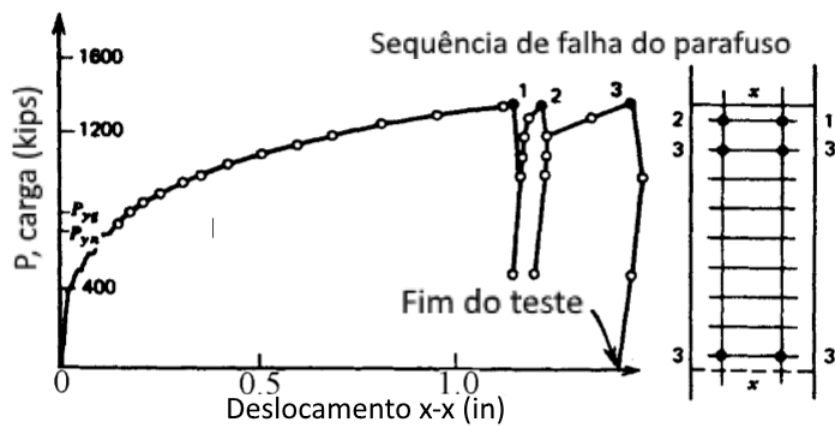


Figura 2.19 – Diagrama tensão deformação de junta com 9 parafusos (KULAK et al., 2001).

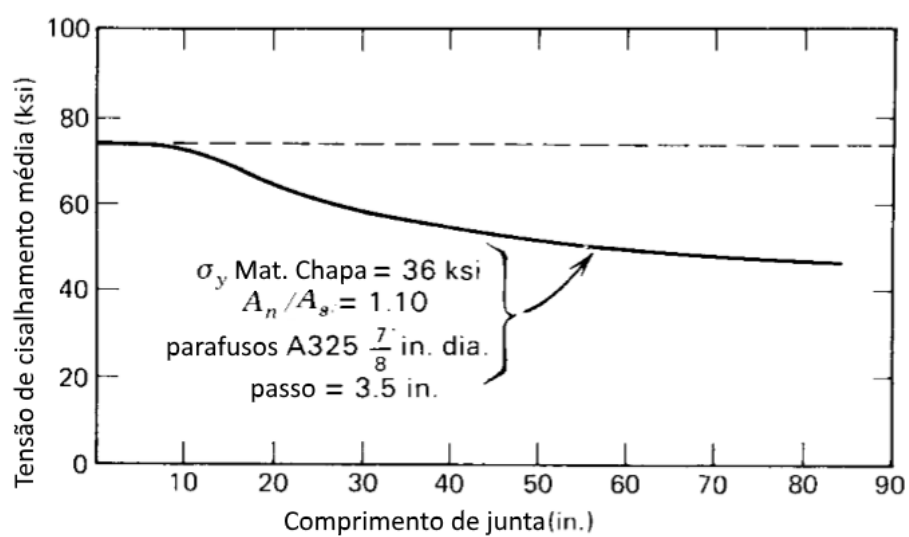


Figura 2.20 – Curva de decaimento da resistência da junta com o comprimento total (KULAK et al., 2001).

3 METODOLOGIA

3.1 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A análise pelo método dos elementos finitos é comumente utilizada na engenharia como forma de verificação, comparação e compreensão de diversos ensaios empíricos. Experimentos laboratoriais são capazes de ensaiar situações idênticas às reais, mas apesar disso não apresentam a capacidade de facilmente variar os parâmetros de simulação que os softwares de elementos finitos possuem, além de que em alguns casos podem demandar mais tempo e dinheiro na construção do modelo físico e execução do ensaio.

Por esse motivo, a influência das variáveis escolhidas como representativas dos mecanismos de resistência de junta será estudada com o software de simulação numérica por elementos finitos Ansys 17 (ANSYS, 2016).

VALIDAÇÃO DO MODELO

Os parâmetros utilizados na simulação numérica devem ser antes validados a partir da comparação dos seus resultados com os de um ensaio real para garantir a fidelidade do modelo computacional utilizado. O ensaio real escolhido como comparação para esta validação foi realizado por Kulak (1967) entitulado como "*The analysis of constructional alloy steel bolted plate splices, Ph. D. Dissertation 1967*". A escolha deste trabalho é justificada pela realização por Kulak (1967) de uma extensa abordagem dos efeitos do cisalhamento duplo em juntas aparafusadas, apresentando como objetivos principais a determinação de uma solução teórica para a distribuição de carga dos parafusos que unem uma junta de aço sob tensão e a tentativa de estabelecimento de novos padrões de projeto para juntas de ligas de aço. Os ensaios utilizam juntas curtas e longas como um comparativo para demonstrar que o comprimento da junta pode apresentar alguma influência na obtenção dos resultados e também pela larga utilização das juntas longas na construção de estruturas metálicas, sendo as juntas longas o maior objetivo dos experimentos de Kulak (1967). A validação do modelo para simulação foi realizada utilizando uma junta de 17 parafusos e o seu respectivo diagrama força x deslocamento Figura 3.1. O desenho de junta utiliza parafusos ASTM A490 7/8 de polegada em linha e é classificado por Kulak (1967) como J171. O diagrama apresenta o eixo das ordenadas representado como a força que o fixador da máquina de ensaios de tração sofre quando a junta é tracionada, enquanto que o eixo das abscissas representa o deslocamento da junta a medida que a força é implementada. A junta J171, com desenho esquemático contendo as cotas dimensionais é mostrado no Apêndice A é composta por 3 chapas de aço ASTM A514 sobrepostas umas sobre as outras. A largura da junta é de 8,07 polegadas, a placa do meio tem espessura

de 2,04 polegadas e as outras duas (chapa de cima e de baixo) possuem metade desta espessura. A distância entre os centros dos furos 1 e 17 da junta é de 56 polegadas. A distância entre centros de dois furos consecutivos é de 3,5 polegadas. Os furos da junta possuem folga diametral de 1/16 de polegada para melhor acomodação dos parafusos e facilitação de montagem da junta. Os parafusos foram posicionados concentricamente nos furos e receberam uma pré-carga de 66,6 Ksi.

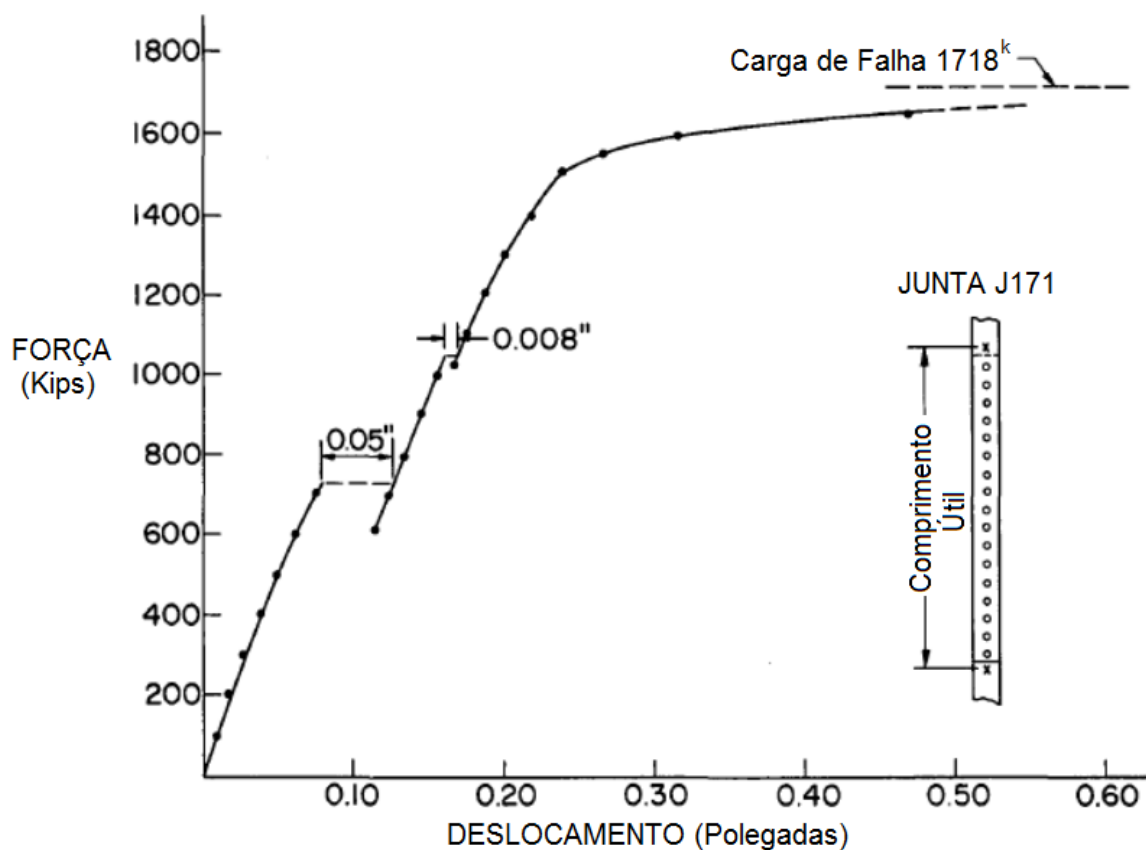


Figura 3.1 – Curva de força x deslocamento de ensaio de tração de juntas com parafusos ASTM A490 7/8" em chapas de aço ASTM A514 (KULAK, 1967).

Os ensaios originais realizados por Kulak (1967) eram feitos em máquina de ensaios de tração. Com o começo do ensaio, medições de deslocamento eram realizadas em intervalos fixos de força de reação na máquina. Uma vez que o escoamento era percebido, as medições passaram a ser realizadas em intervalos de deslocamento.

A força foi aplicada nas extremidades da junta a partir do comprimento útil da junta de 59,5 polegadas, de forma a tensionar o primeiro parafuso de cada extremidade da junta, como mostrado na Figura 3.1. Desse modo, o primeiro parafuso de cada extremidade passa a ter tensões de cisalhamento mais altas que as dos demais parafusos, por não poder compartilhar a carga em uma área cisalhante maior. Desta forma, os dois primeiros parafusos das extremidades da junta deveriam falhar antes dos demais parafusos e das chapas. Entretanto, as chapas da junta J171 não apresentam largura suficiente para impedir a ocorrência de deformações longitudinais da junta, fato que pode ter influenciado

negativamente no deslocamento dos parafusos e favorecido o modo de falha da junta J171 a partir das chapas.

A carga P na junta será monitorada ao longo do deslocamento da junta até a ocorrência da falha. Um comparativo entre as juntas aparafusadas com parafusos 7/8" e 1" foi desenvolvido a partir de um diagrama tensão-deslocamento, a fim de demonstrar e comparar as resistências das juntas. Este diagrama é representado pela Figura ???. Na junta aparafusada com parafusos 7/8", o início da falha ocorre com quando a junta é deslocada em 0,1736" (4,41 mm), enquanto que na junta com parafusos 1" isto ocorre para um deslocamento de 0,2476" (6,29 mm). A falha total da junta com parafusos 7/8" acontece com a ruptura do parafuso superior quando a junta sofre um deslocamento de 0,22" (5,6 mm), e na junta com parafusos 1" a falha total acontece com um deslocamento de 0,2913" (7,4 mm). Os dados de tensões e deslocamentos dos ensaios realizados por Wallaert e Fisher (1964) estão expostos na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Valores de tensão e deformação em ensaios com parafusos A354BD com chapas A440 obtidos por Wallaert e Fisher (1964).

Lote	Dia. (<i>in</i>)	Tensão última de cis. (<i>ksi</i>)	Deslocamento na ten- são últ. de cis., (<i>in</i>)
ED	7/8	103.3	0.1736
FD	1	100.3	0.2476

Os valores de tensão de cisalhamento de engenharia expostos nas tabelas e gráficos foram calculados originalmente por Wallaert e Fisher (1964) de acordo com a equação 3.1, onde τ é a tensão cisalhante de engenharia, A_{cis} a área em cisalhamento e F_{total} a força total a que a junta está sujeita. O mesmo método de cálculo de tensão de engenharia foi utilizado para obter o diagrama tensão deslocamento da simulação.

$$\tau = \frac{F_{total}}{A_{cis}} \quad (3.1)$$

Os parâmetros de simulação numérica serão alterados em relação aos utilizados no experimento a fim de calibrar o modelo computacional de modo a possibilitar que as tensões e deformações determinadas no experimento também sejam alcançadas nas simulações numéricas. Por consequência dessas alterações dos parâmetro, os diagramas de tensão-deformação verdadeira dos materiais tanto dos parafusos quanto das chapas serão alterados. O perfil de tensão verdadeira será aproximado para linear elástico até a tensão de escoamento, e ligado com uma reta até o ponto de tensão última do material e alongamento de ruptura, como mostrado na Figura 3.2. As propriedades dos materiais utilizadas como base para a criação da curva estão expostos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Propriedades do aço A440 e parafuso A354BD.

Material	Tensão de esc. (<i>ksi</i>)	Tensão últ. (<i>ksi</i>)	Along. na tensão de esc. (%)	Along. na tensão últ. (%)
ASTM A440	45,7	66,7	0,15	21
ASTM A354BD	130	150	0,45	14

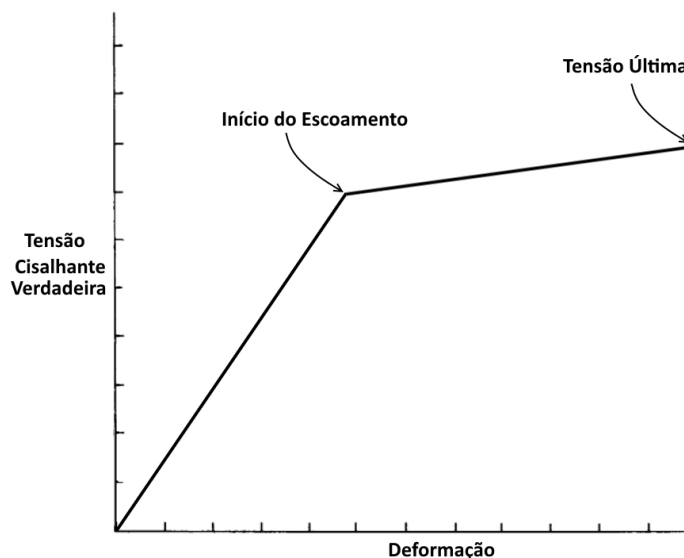


Figura 3.2 – Curva de tensão-deformação verdadeira idealizada para os materiais do parafuso e chapas na simulação.

UTILIZAÇÃO DO MODELO

As variáveis analisadas neste trabalho serão a variação de folga diametral, tolerância posicional (alinhamento) de furos e número de parafusos. Munido de um modelo validado, a influência delas será avaliada. A folga diametral diminui a área de contato do parafuso com a chapa, devido à diferença dos raios do furo e parafuso, conforme as Figuras 2.12 e 2.13. Já o desalinhamento diminui a homogeneidade da distribuição de carga em cada parafuso. Por último, o número de parafusos modifica o perfil de distribuição de cargas de modo que os parafusos centrais são menos carregados.

As simulações serão divididas inicialmente em números de parafusos. Para cada número de parafusos, um conjunto de ensaios variando a folga diametral será criado. Em seguida, um conjunto de ensaios variando o alinhamento será criado. Como a folga diametral é uma grandeza unidimensional, um conjunto relativamente simples de ensaios poderá ser criado para cada número de parafusos, por exemplo, folgas de 0,1 mm, 0,5 mm, 1 mm, 2 mm e 4 mm. Entretanto, o alinhamento é uma grandeza mais complexa que pode ter tanto a distância do centro do furo de projeto alterada como a sua posição angular. Neste caso, para a criação de um lote de 6 parafusos com uma tolerância posicional de 0,5 mm, cada coordenada do alinhamento será gerada randomicamente. Desta forma, o

lote de 6 parafusos com tolerância posicional nominal de 0,5 mm poderia consistir de 5 juntas com geometrias diferentes, dentro deste parâmetro de tolerância. Um lote para cada grupo de tolerância deverá ser gerado para cada número de parafusos. Um exemplo para este caso da variável de alinhamento pode ser visto na Tabela 3.3 e na Figura 3.3.

Tabela 3.3 – Exemplo de geometria de uma chapa do lote de tolerâncias 0,5 mm da variável alinhamento e 6 parafusos

Furo	Tol. de projeto (mm)	Dist. do ponto de projeto (mm)	Ângulo a partir do ponto de projeto
a	0,5	0,4	220°
b	0,5	0,2	90°
c	0,5	0,5	156°
d	0,5	0,1	40°
e	0,5	0,3	12°
f	0,5	0,4	300°

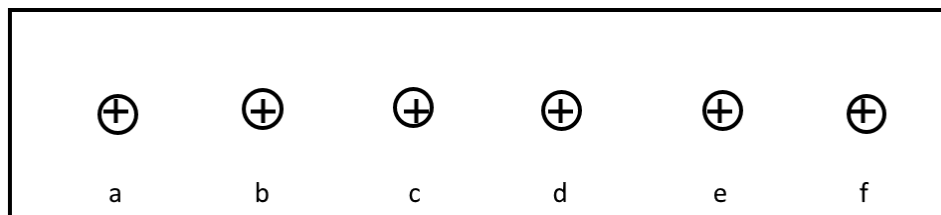


Figura 3.3 – Ilustração do desalinhamento proposto da Tabela 3.3.

Esse processo vai consistir de extenso conjunto de simulações numéricas. Por esse motivo, caso uma variação desprezível seja encontrada dentro das simulações de um lote, as simulações restantes daquele lote não serão realizadas em prol de simulações de lotes subsequentes. Uma possível distribuição de simulações para dado um número de parafusos na junta pode ser observada na Tabela 3.4. Com isso, caso se torne interessante simular a variação da folga e do alinhamento em juntas de 1 a 10 parafusos, 200 simulações terão que ser realizadas. A distribuição de simulações pode mais tarde mudar seguindo o critério do hiper-cubo latino, como descrito por Helton e Davis (2003) em seu trabalho. Com isso espera-se que seja possível reduzir muito o número de ensaios.

Tabela 3.4 – Possível número de simulações a serem realizadas dado um número de parafusos.

Folga diametral		Alinhamento		Total
Tolerâncias consideradas	No. simulações por tolerância	Tolerâncias consideradas	No. simulações por tolerância	
5	1	3	5	20

OBTENÇÃO DOS COEFICIENTES

Os resultados das simulações serão comparados para a obtenção dos coeficientes de ajuste em função de cada variável analisada. Para isso, as curvas força-deslocamento de cada simulação serão confrontadas e uma curva média será traçada com o método dos mínimos quadrados. Por meio da comparação das curvas das simulações com a resistência de uma junta com distribuição uniforme de forças nos parafusos, coeficientes de resistência serão obtidos para cada configuração. Estes coeficientes poderão mais tarde ser tabelados ou aproximados com uma equação de ajuste. Como a distribuição de forças real nunca é uniforme e a resistência da junta sempre será menor, os coeficientes de ajuste terão valores menores que 1.

O resultado deste processo de análise será uma equação de coeficiente de resistência de junta em função do número de parafusos, tolerância posicional e folga diametral dos furos. Esse coeficiente pode ser multiplicado pela resistência que a junta teria se tivesse distribuição uniforme de forças em todos os seus parafusos.

UTILIZAÇÃO DOS COEFICIENTES

A última etapa do trabalho consiste em testar a capacidade de previsão de resistência dos coeficientes gerados pelas simulações em uma nova simulação, levando em consideração valores de folga diametral e também valores de tolerância posicional. O objetivo deste trabalho será alcançado se o cálculo da resistência utilizando os coeficientes reproduzir o resultado da simulação.

4 RESULTADOS PRELIMINARES

Durante as simulações numéricas do modelo da junta utilizada para validação, observou-se como fenômenos físicos são configurados no Ansys, visando a obtenção de um modelo mais fiel e com uma boa confiabilidade dos resultados.

A modelagem da junta foi efetuada por meio da aplicação de simetria nas vistas de corte frontal e inferior da junta aparafusada com parafusos 7/8". Com isso, as simulações foram feitas considerando apenas 1/4 do modelo da junta, conforme Figura 4.1 sem prejuízo de análise, fazendo com que o tempo computacional das simulações diminuíssem consideravelmente.

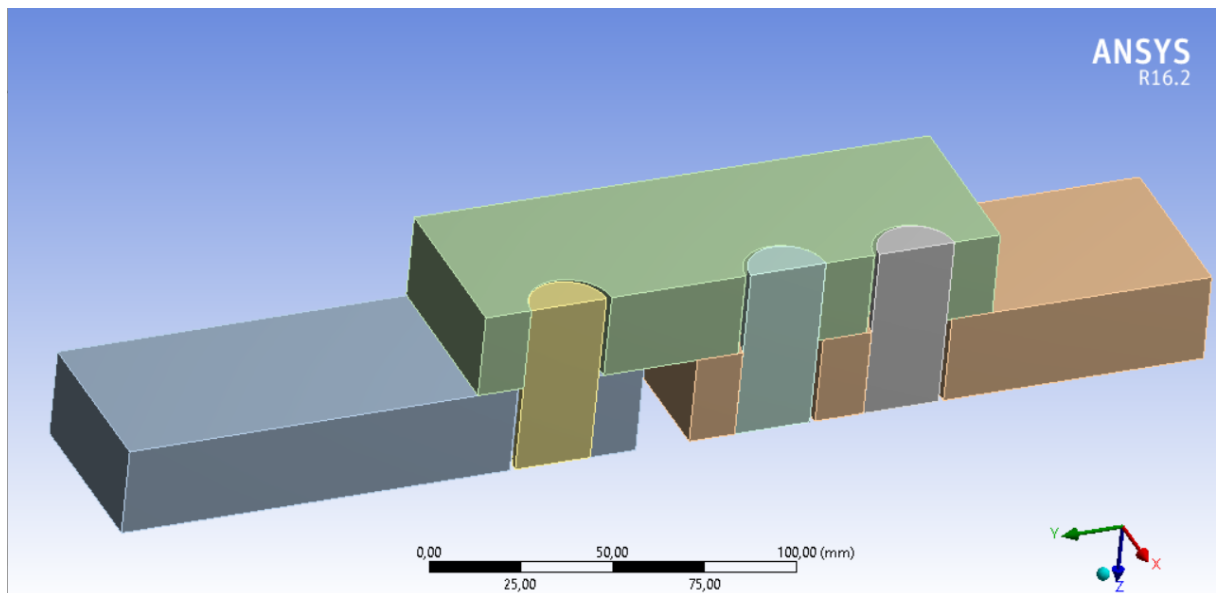


Figura 4.1 – Junta aparafusada com parafusos 7/8” simplificada para 1/4 de junta.

Outro detalhe de modelagem é a simplificação do parafuso para pino através da omissão da porca e dos fios de rosca do parafuso, assim como a remoção da cabeça do mesmo. Isso ocorre porque não há aplicação de pré-carga. Esse parâmetro tem pouca influência no cisalhamento da junta, pois não provoca deformação elástica na haste do parafuso, mas sim apenas nos fios de rosca devido a ocorrência da tensão de tração. Devido a folga de 1/16” adotada para os furos da junta, que é consideravelmente grande, o contato entre a base da cabeça do parafuso e a chapa é menor do que no caso de furos com pouca ou nenhuma folga. Portanto, ausência de pré-carga e redução da área de contato entre cabeça do parafuso e chapa devido ao tamanho da folga são os motivos para simplificação do parafuso.

Antes de rodar as simulações, algumas configurações do modelo foram feitas, como a escolha dos materiais das chapas e dos pinos, assim como o ajuste das propriedades dos

mesmos, determinação dos contatos entre as chapas e entre as mesmas com os pinos, criação da malha do modelo e estabelecimento das condições de contorno.

O material escolhido foi aço estrutural configurado para ter as propriedades do ASTM A440 com um limite de elasticidade de 315 MPa atribuído às chapas e do parafuso ASTM A354BD com um limite de elasticidade de 634,5 MPa atribuído aos pinos. Os contatos foram determinados nas superfícies de deslizamento entre as chapas, assim como nos contatos entre os pinos e o interior dos furos como sendo do tipo face contra face com um coeficiente de atrito de 0,15 e com comportamento simétrico. A simetria impede a penetração das superfícies de contato nas superfícies alvo e vice versa, remetendo os resultados para ambas as superfícies (ANSYS, 2016).

A Figura 4.2 mostra a junta com a malha aplicada. Uma malha mais grosseira do tipo hexagonal foi definida para o modelo 3D da junta com o intuito de agilizar as simulações, mas com função de tamanho atribuído para as curvaturas da junta (furos e parafusos) com ângulo de 10 graus e com método multizone atribuído aos pinos e à chapa superior de 3 furos. A malha apresentou uma quantidade 41527 nós.

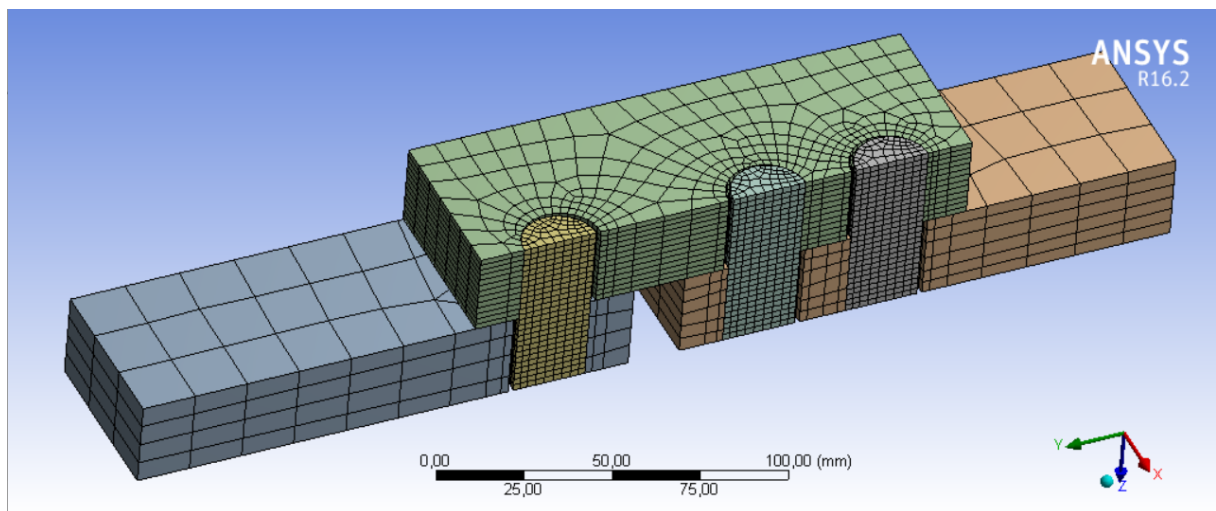


Figura 4.2 – Disposição da malha sobre o modelo da junta pré-tracionada.

Quanto as condições de contorno, foi estabelecido a simulação ocorrerá com a junta já pré-tensionada. Esta condição é mostrada na Figura 4.2 e foi determinada para estabelecer o contato inicial entre as hastes dos pinos e as paredes dos furos. Outra condição suposta é mostrada na Figura 4.3 onde há a aplicação de um deslocamento direcional máximo no eixo y de 5 mm na extremidade da chapa inferior com 1 furo, enquanto que a outra extremidade foi determinada como sendo um suporte fixo sem deslocamento. Um parâmetro de força de reação foi atribuído para determinar a força necessária para o deslocamento estipulado de 5 mm. Também foi atribuído uma condição em que as extremidades superior e inferior dos pinos continuassem alinhadas com a superfície e a base da junta afim de imitar a condição de aparafusamento da junta para evitar o escorregamento dos pinos para fora dos furos e a abertura da junta durante a tração.

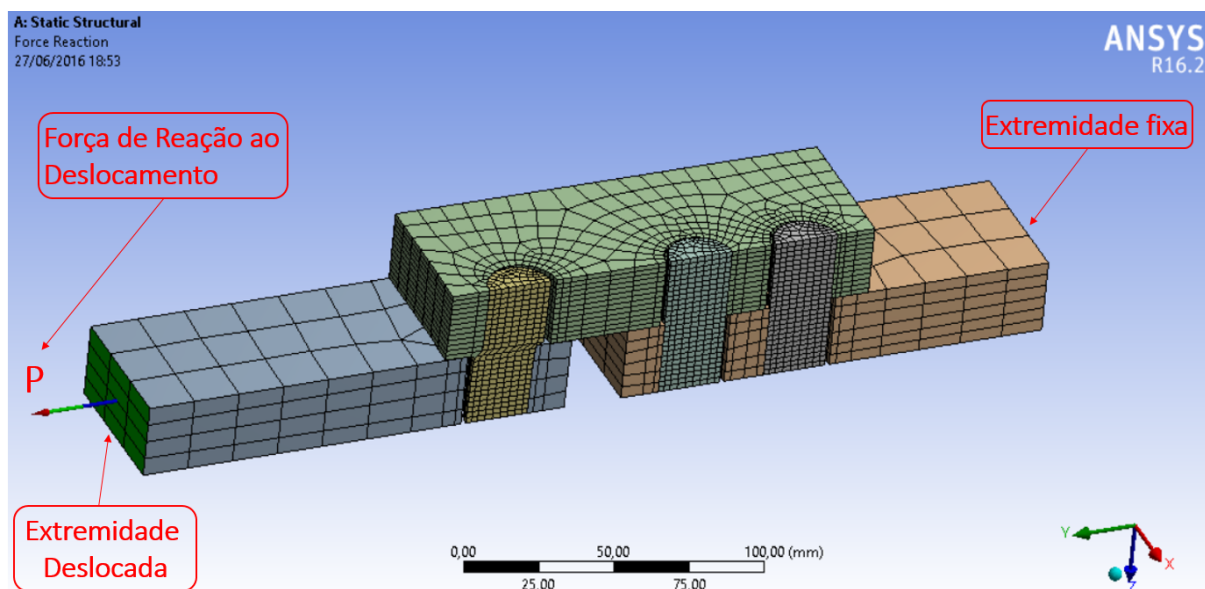


Figura 4.3 – Força de reação ao deslocamento da junta.

Depois de estabelecidos os parâmetros de execução da simulação foram obtidos alguns resultados que possibilitaram algumas observações importantes. Na Figura 4.4, a curva de tensão cisalhante de engenharia por deslocamento gerada pela simulação computacional da junta com as características da Tabela 4.1 assumiu um formato semelhante ao da Figura 3.2. Ainda assim, não assumiu os níveis de tensão esperados da Figura ??, com uma tensão de escoamento aproximadamente 50% menor. A origem do erro é desconhecida, mas existe grande possibilidade de ter ocorrido devido à inconsistências entre a simulação com o ensaio real. As condições de contorno utilizadas devem ser revistas para garantir um resultado melhor. As condições a que o ensaio foi realizado em 1964 e dos equipamentos utilizados também devem ser melhor entendidas para assegurar a redução do erro. O modelo de elementos finitos só poderá ser validado uma vez que o erro esteja próximo de 5% a 10%. Ainda assim, um ajuste fino será feito na curva de tensão deformação verdadeira dos materiais no software Ansys para garantir que as curvas de tensão deslocamento geradas pela simulação estejam o mais próximo possível das reais.

A Figura 4.5 mostra a distribuição de tensões nas chapas e nos parafusos da junta. Os pontos de maior tensão, localizados na seção em cisalhamento do parafuso são também onde as maiores deformações ocorrem. Nenhum outro ponto da junta escoou, a não ser pelo plano de corte do parafuso.

Tabela 4.1 – Características da junta simulada pelo software ANSYS para validação do modelo de elementos finitos

Propriedades da Junta	
Dia. Parafuso (<i>in</i>)	7/8
Dia. Furo (<i>in</i>)	15/16
Folga Diametral (<i>in</i>)	1/16
Largura das chapas (<i>in</i>)	4
Espessura das chapas (<i>in</i>)	1
Comprimento das chapas (<i>in</i>)	6
Módulo de rigidez das chapas (<i>GPa</i>)	200
Módulo de rigidez dos parafusos (<i>GPa</i>)	200
Coefficiente de Poisson das chapas	0,3
Coefficiente de Poisson dos parafusos	0,3

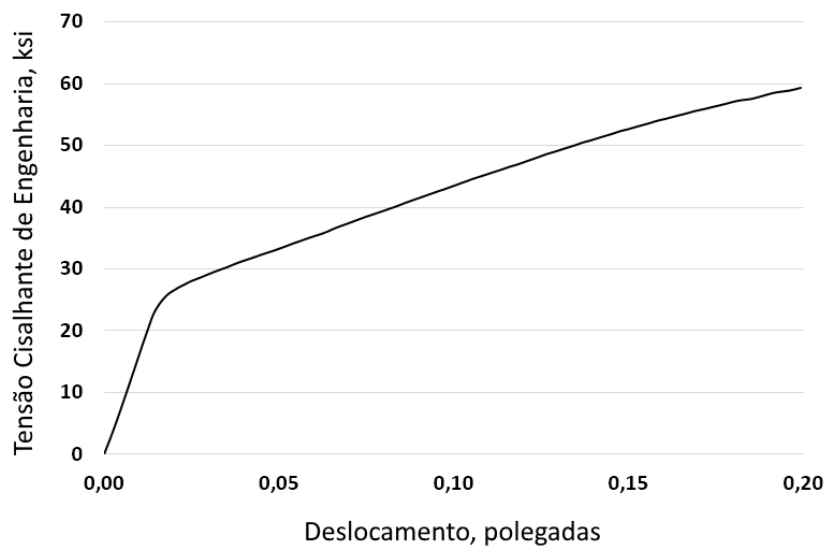


Figura 4.4 – Curva de tensão cisalhante de engenharia-deslocamento obtida com simulação no software Ansys.

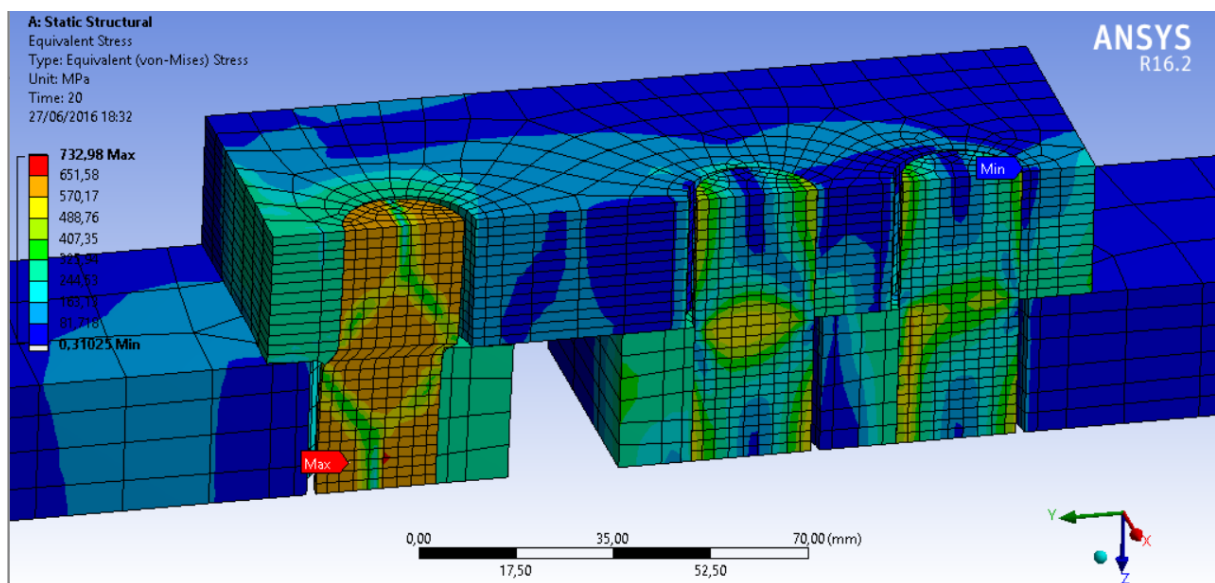


Figura 4.5 – Distribuições de tensões na junta obtidas após as simulações.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

É importante ressaltar que todo o desenvolvimento do trabalho foi feito com base em simulações por elementos finitos. Uma etapa posterior deste trabalho consiste em validar o modelo de coeficientes de ajuste gerado frente aos resultados de ensaios reais. Entretanto, algumas aproximações da realidade foram adotadas, como a utilização de um baixo coeficiente de atrito no contato entre as chapas e entre os pinos e os furos, restrição de movimentos em determinadas direções, não aplicação de pré -carga nos parafusos, curvas de tensão deformação verdadeira dos materiais como bilinear, assim como simplificações no modelamento da junta, como a mostrada na Figura 4.5 onde um modelo de 1/4 de junta com três parafusos com corte de seção nos planos frontal e inferior é utilizada. O intuito da utilização destas aproximações e simplificações é o de reduzir o tempo computacional das simulações. Ainda que essas simplificações e aproximações tenham sido feitas de forma calculada e com variáveis de baixa influência nos resultados, a possibilidade de acúmulo de erros pode existir quando estes forem comparados com os da situação real. Entretanto, se estas distorções produzirem um erro baixo, menor que 5 ou 10%, as propriedades dos materiais podem ser alteradas no software para garantir o acompanhamento da curva original de [Wallaert e Fisher \(1964\)](#), e assim a simulação será considerada validada. Munido de um modelo validado, pode-se partir para as simulações das variações em número de parafusos, folga diametral e tolerância de posição.

Caso a criação dos coeficientes de ajuste de folga diametral, número de parafusos e alinhamento sejam bem sucedidos computacionalmente, estes poderão facilitar o processo de estimativa de resistências de juntas sem a necessidade de realização de ensaios em laboratório. Também auxiliarão no desenvolvimento de novos estudos sobre o comportamento de juntas em cisalhamento a partir dos resultados da influência das variáveis analisadas.

6 CRONOGRAMA

O cronograma representado pela Figura 4.5 foi elaborado para representar o andamento das atividades do TCC1 a serem confeccionadas e cumpridas no decorrer dos meses do 1º semestre de 2016.

Cronograma de Atividades TCC1				
Atividades	mar/16	abr/16	mai/16	jun/16
Definição do Tema				
Leitura das Referências				
Introdução				
Aprendizado sobre Ansys				
Revisão Bibliográfica				
Metodologia				
Entrega TCC1				
Defesa TCC1				
Correções da Banca				
Entrega Versão Final TCC1				

Figura 6.1 – Cronograma de atividades TCC1.

REFERÊNCIAS

- ALLAN, R. N.; FISHER, J. W. Bolted joints with oversize or slotted holes. **Journal of the Structural Division**, 1968.
- ANSYS, U. M. V. 17.0, swanson analysis system. **Inc., Houston, Pennsylvania**, 2016.
- BRALLA, J. G. **Design for manufacturability handbook**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1999.
- CHESSON JR., E.; FAUSTINO, N.; MUNSE, W. H. **Static strength of high-strength bolts under combined tension and shear**. [S.l.], 1964.
- HELTON, J. C.; DAVIS, F. J. Latin hypercube sampling and the propagation of uncertainty in analyses of complex systems. **Reliability Engineering & System Safety**, Elsevier, v. 81, n. 1, p. 23–69, 2003.
- KULAK, G. L. The analysis of constructional alloy steel bolted plate splices, ph. d. dissertation 1967. 1967.
- KULAK, G. L.; FISHER, J. W.; STRUIK, J. H. A. **Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints**. [S.l.]: American Institute of Steel Construction (AISC), 2001.
- MCCARTHY, C.; MCCARTHY, M. Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints: Part ii—effects of bolt-hole clearance. **Composite Structures**, Elsevier, v. 71, n. 2, p. 159–175, 2005.
- MCCARTHY, M.; MCCARTHY, C. Finite element analysis of effects of clearance on single shear composite bolted joints. **Plastics, rubber and composites**, v. 32, n. 2, p. 65–70, 2003.
- WALLAERT, J. J.; FISHER, J. W. Shear strength of high-strength bolts. **Fritz Laboratory Reports**, v. 1822, 1964.