

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE
MINAS GERAIS - *CAMPUS* BETIM
ENGENHARIA MECÂNICA

Maicon Lopes Goncalves

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UMA MANILHA DE IÇAMENTO COM
EIXOS PERPENDICULARES**

Betim

2025

MAICON LOPES GONCALVES

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UMA MANILHA DE IÇAMENTO COM
EIXOS PERPENDICULARES**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora do curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais - *Campus* Betim, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Evanilton
José Alves Barbosa

Betim

2025

FICHA CATALOGRÁFICA

G635a Gonçalves, Maicon Lopes

Análise estrutural de uma manilha de içamento com eixos perpendiculares / Maicon Lopes Gonçalves. – 2025.

76 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais, Câmpus Betim, 2025.

Orientação: Prof. Me. Evanilton José Alves Barbosa

1. Análise estrutural. 2. Elementos finitos. 3. Manilha de içamento. 4. Fator de Segurança. 5. Engenharia Mecânica. I. Gonçalves, Maicon Lopes. II. Título.


CDU: 624.04

Maicon Lopes Goncalves


ANÁLISE ESTRUTURAL DE UMA MANILHA DE IÇAMENTO COM EIXOS PERPENDICULARES

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora do curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais - *Campus* Betim, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.


Aprovado em: 04 / 08 / 2025 pela banca examinadora:

Documento assinado digitalmente
 EVANILTON JOSE ALVES BARBOSA
Data: 12/08/2025 10:16:59-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Me. Evanilton José Alves Barbosa (Orientador) - IFMG

Documento assinado digitalmente
 FELIPE AUGUSTO ROCHA DA SILVA
Data: 12/08/2025 18:14:16-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Me. Felipe Augusto Rocha da Silva - IFMG

Documento assinado digitalmente
 VINICIUS MAIA DE SA
Data: 14/08/2025 14:14:39-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Me. Vinícius Maia de Sá - IFMG

Dedico este trabalho ao sr. João, meu pai,
minha referência.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais - Campus Betim pela oportunidade de crescer como profissional e cidadão. Aos meus amigos, que de forma natural chegaram à minha vida e fizeram a jornada menos exaustiva. À minha família, que sempre esteve presente em todos os momentos.

“É perigoso, Frodo... sair porta afora, você pisa na estrada, e se não controlar os pés, não se sabe até onde pode ser levado.”

— J.R.R. Tolkien, O Senhor dos Anéis

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo realizar a análise estática de uma manilha de içamento por meio do Método dos Elementos Finitos (MEF), utilizando o software ANSYS Workbench como ferramenta de simulação numérica. As manilhas são componentes amplamente empregados em operações de elevação e movimentação de cargas, sendo essenciais para garantir a segurança e a integridade dos sistemas de içamento. Considerando a criticidade de sua aplicação, foi adotado um fator de segurança de 5:1, conforme práticas consolidadas na indústria e requisitos de normas técnicas, com o propósito de determinar a Carga Limite de Trabalho (Working Load Limit - WLL) do componente. A manilha foi modelada tridimensionalmente com base em geometrias típicas encontradas no mercado e o material adotado foi o aço AISI/SAE 4340, devido à sua elevada resistência mecânica e à sua ampla utilização em componentes de alta solicitação. A simulação contemplou o carregamento axial típico de içamento, bem como situações de carga lateral, a fim de estimar o fator de redução de capacidade sob desalinhamento da força de tração - condição crítica frequentemente negligenciada em projetos simplificados. O valor final do WLL, de 42,5 kN (aproximadamente 4,3 t), foi obtido após um processo de otimização da geometria da manilha, realizado com base nos princípios de concentração de tensões e no princípio de Saint-Venant. Essa otimização teve como objetivo minimizar regiões de intensificação localizada de esforços e promover uma distribuição mais uniforme das tensões na estrutura, resultando em um desempenho mecânico mais seguro e eficiente. A partir dos resultados da simulação, foram obtidas distribuições de tensões de Von Mises, deslocamentos e regiões de concentração de esforços, permitindo a identificação dos pontos críticos da estrutura. A avaliação desses dados permitiu validar a integridade estrutural da manilha e confirmar sua capacidade de trabalho segura conforme os critérios de projeto estabelecidos. A análise revelou a efetividade do MEF como ferramenta de apoio ao projeto e à verificação estrutural de componentes mecânicos, promovendo maior confiabilidade no dimensionamento e contribuindo para a prevenção de falhas em operações de risco elevado.

Palavras-chave: Manilha de içamento; Método dos Elementos Finitos; ANSYS Workbench; Fator de Segurança; AISI 4340.

ABSTRACT

This work presents a static analysis of a lifting shackle using the Finite Element Method (FEM), with ANSYS Workbench software employed as the numerical simulation tool. Shackles are critical components in load handling and lifting operations, playing a key role in ensuring structural integrity and operational safety. Given the critical nature of their application, a safety factor of 5:1 was adopted, in accordance with industry standards and best practices, to determine the component's Working Load Limit (WLL). The shackle was modeled in 3D based on typical geometries found in commercial applications, and the material used was AISI/SAE 4340 steel, selected for its high mechanical strength and widespread use in heavily loaded components. The simulation included both axial and lateral loading conditions to also evaluate the load reduction factor under off-axis loading - a critical condition often overlooked in simplified designs. The final WLL value of 42.5 kN (approximately 4.3 t) was achieved following a geometric optimization process, guided by the principles of stress concentration and the Saint-Venant's principle. This optimization aimed to minimize regions of localized stress intensification and promote a more uniform distribution of mechanical stresses throughout the structure, resulting in safer and more efficient mechanical behavior. The simulation results provided Von Mises stress distributions, displacements, and critical stress regions, allowing for the identification of structural weak points. The analysis confirmed the structural integrity of the optimized shackle design and its suitability for safe operation under the specified loading conditions. This study indicates the effectiveness of FEM as a powerful tool in the design and verification of mechanical components subjected to complex loading, contributing to more reliable designs and the prevention of failures in high-risk operations.

Keywords: Lifting Shackle; Finite Element Method; ANSYS Workbench; Safety Factor; AISI 4340.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura	1 – Variedade de montagens para içamento e movimentação de cargas.	16
Figura	2 – Cargas sobre um ponto.	20
Figura	3 – Estado geral de tensões.	21
Figura	4 – Diagrama tensão-deformação típico de aços.	22
Figura	5 – Módulo de elasticidade geral.	24
Figura	6 – Limite de proporcionalidade para aços diversos.	24
Figura	7 – Barra sob carga de tração axial.	25
Figura	8 – Distribuição da tensão para as seções.	25
Figura	9 – Fatores de concentração de tensão para furos e suavizações.	26
Figura	10 – Fratura dúctil (a) e fratura frágil (b).	28
Figura	11 – Representação das Teorias de Tresca (MSS) e Von Mises (DE).	29
Figura	12 – Deslocamento de uma mola.	31
Figura	13 – Malha de elementos finitos no plano.	33
Figura	14 – Diferentes tipos de elementos finitos.	33
Figura	15 – Graus de liberdade para um ponto (a) e um sólido (b).	34
Figura	16 – Elemento sólido tetraédrico linear.	35
Figura	17 – Elemento sólido tetraédrico parabólico (quadrático).	35
Figura	18 – Refinamento de malha.	36
Figura	19 – Redução para carga lateral.	38
Figura	20 – Forjamento em matriz fechada de um componente.	40
Figura	21 – Fluxograma das etapas da análise.	43
Figura	22 – Componentes da manilha.	46
Figura	23 – Combinações de manilhas.	46
Figura	24 – Geometria adaptada.	47
Figura	25 – Carregamentos e restrições na geometria inicial.	48
Figura	26 – Parâmetros da malha (mesh).	49
Figura	27 – Malha padrão do ANSYS Mechanical.	50
Figura	28 – Convergência da malha de elementos finitos.	50
Figura	29 – Malha otimizada para a geometria inicial.	51
Figura	30 – Visão geral das tensões máximas equivalentes.	52

Figura 31 – Visão detalhada das tensões máximas equivalentes.	52
Figura 32 – Geometria final.	53
Figura 33 – Propriedades da geometria final.	53
Figura 34 – Malha otimizada para a geometria final.	54
Figura 35 – Fluxograma de análise do ANSYS Workbench.	55
Figura 36 – Carregamentos e restrições na geometria otimizada.	55
Figura 37 – Carregamentos laterais e restrições na geometria otimizada.	57
Figura 38 – Carregamentos axiais finais.	58
Figura 39 – Visão geral das tensões máximas equivalentes.	59
Figura 40 – Detalhes das tensões máximas equivalentes.	59
Figura 41 – Fator de segurança na geometria final.	60
Figura 42 – Fator de segurança na geometria inicial.	61
Figura 43 – Visão geral das tensões máximas equivalentes.	62
Figura 44 – Fator de segurança.	62
Figura 45 – Redução para carregamentos laterais.	64
Figura 46 – Guia para carregamentos laterais no catálogo.	65

LISTA DE TABELAS

Tabela	1 – Composição química do AISI 4340 conforme a ASTM A29/A29M.	41
Tabela	2 – Propriedades mecânicas do AISI 4340 temperado e revenido.	41
Tabela	3 – Parâmetros iniciais.	46
Tabela	4 – Parâmetros de Face Sizing na adequação de malha.	51
Tabela	5 – Parâmetros das iterações na análise de tração.	56
Tabela	6 – Parâmetros das iterações na análise de carga lateral.	56
Tabela	7 – Carregamentos axiais finais.	59
Tabela	8 – Comparativo da relação WLL x peso do componente.	60
Tabela	9 – Carregamentos laterais.	61
Tabela	10 – Carregamentos laterais corrigidos.	63
Tabela	11 – Parâmetros finais.	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

IFMG	Instituto Federal de Minas Gerais
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
MEF	Método dos Elementos Finitos
SI	Sistema internacional
HB	Dureza Brinell
FS	Fator de segurança
MBL	Minimum Breaking Load (Carga mínima de ruptura)
WLL	Working Load Limit (Carga máxima de trabalho)
AISI	American Iron and Steel Institute
SAE	Society of Automotive Engineers
ASM	American Society for Metals
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	Norma Brasileira

LISTA DE SÍMBOLOS

σ	Tensão normal
σ_{med}	Tensão normal média
σ_{max}	Tensão normal máxima
σ_u	Limite de resistência
σ_e	Limite de escoamento
σ_t	Tensão de trabalho
τ	Tensão de cisalhamento
τ_{med}	Tensão de cisalhamento média
ϵ	Deformação nominal
l_0	Comprimento inicial
l_f	Comprimento final
E	Módulo de elasticidade (módulo de Young)
%	Porcentagem
K	Fator de concentração de tensão
k	Constante elástica
N	Fator de Segurança
F	Força
d	Deslocamento
mm	Milímetro
MPa	Mega Pascal
N	Newton
kN	Quilonewton
$^{\circ}C$	Graus Celsius
g	Aceleração da gravidade
kg	Quilograma
t	Tonelada
\leq	Menor ou igual

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Justificativa	17
1.2	Objetivos	17
1.2.1	Objetivo geral	17
1.2.2	Objetivos específicos	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1	Fundamentos de Resistência dos Materiais	19
2.1.1	Tensão e Deformação	19
2.1.2	Lei de Hooke	23
2.1.3	Princípio de Saint-Venant	24
2.1.4	Concentração de Tensão	26
2.1.5	Critérios de Falha	27
2.1.6	Fatores de Projeto e Segurança	29
2.2	Método dos Elementos Finitos	30
2.2.1	Análise Estática Linear	31
2.2.2	Malha de Elementos	32
2.2.3	Condições de Contorno	36
2.3	Critérios para Componentes de Içamento de Carga	37
2.4	Conceitos de Forjamento	39
2.5	Material Aplicado	40
3	METODOLOGIA	42
3.1	Tipo de Pesquisa	42
3.2	Ferramentas	42
3.3	Procedimentos	42
3.4	Fundamentação Metodológica	43
3.5	Limitações	44
4	ANÁLISE ESTRUTURAL	45
4.1	Definição do Componente	45
4.2	Modelagem da Geometria	47
4.3	Propriedades do Material	47

4.4	Carregamentos e Restrições	48
4.5	Malha de Elementos Finitos	49
4.6	Verificação Preliminar	51
4.7	Otimização de Geometria do Modelo	52
4.8	Realização da Análise	54
4.8.1	Análise de Tração	55
4.8.2	Análise de Carga Lateral	56
5	RESULTADOS	58
5.1	Carga de Tração	58
5.2	Carga Lateral	61
5.3	Classificação do Componente	64
6	CONCLUSÃO	66
7	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	67
	REFERÊNCIAS	68
	APÊNDICE A - PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AISI/SAE 4340	71
	APÊNDICE B - GEOMETRIA INICIAL DO COMPONENTE	72
	APÊNDICE C - GEOMETRIA FINAL DO COMPONENTE	73
	APÊNDICE D - RENDERIZAÇÃO DO COMPONENTE	74
	ANEXO A - CATÁLOGO MANILHA GREEN PIN.	75
	ANEXO B - FATOR DE CARGA LATERAL.	76

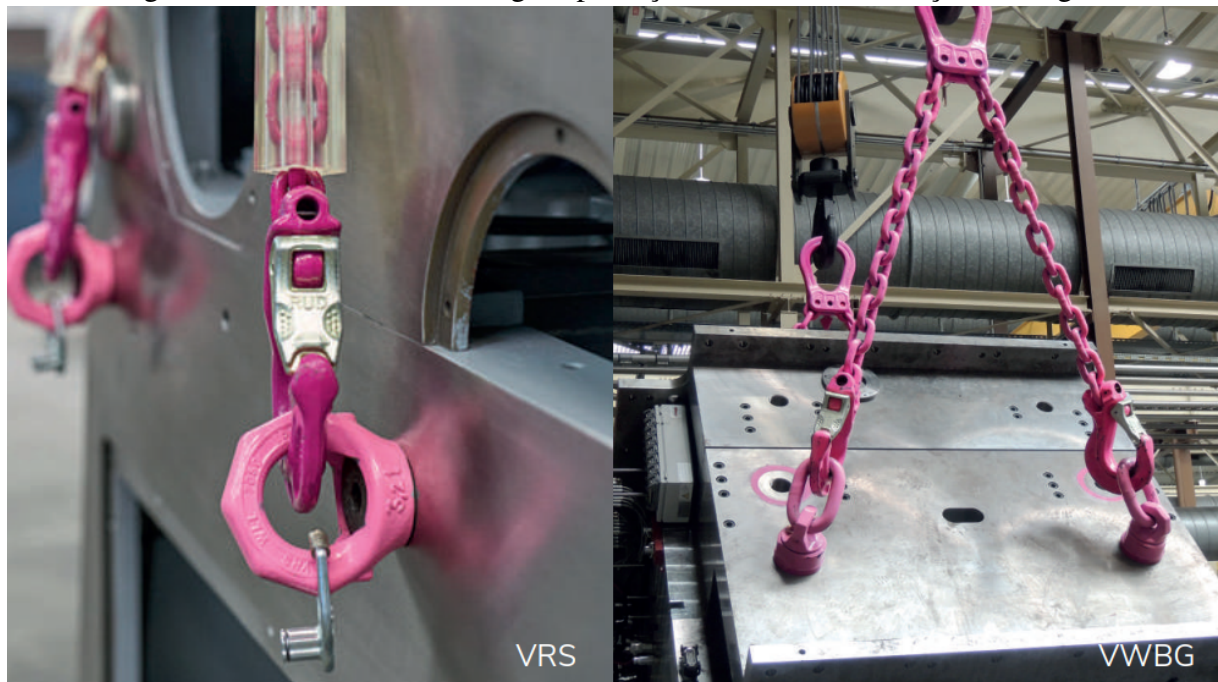
1 INTRODUÇÃO

O içamento e a movimentação de cargas pesadas são operações críticas em setores estratégicos para o desenvolvimento econômico e de infraestrutura, incluindo a construção civil pesada, a montagem de parques eólicos, a indústria de óleo e gás, a mineração e a logística portuária. Nessas atividades, o deslocamento de componentes que podem pesar centenas de toneladas é uma tarefa rotineira, cuja execução segura e eficiente depende de um planejamento rigoroso e da confiabilidade absoluta de cada componente do sistema. A falha de um único elemento não apenas interrompe operações, gerando custos expressivos, mas representa um risco iminente e grave à vida humana e à integridade de ativos de alto valor, tornando o estudo de seus componentes uma matéria de extrema relevância técnica e social.

Dentro deste universo, a engenharia de componentes é fundamental. Conforme os princípios de Projeto de Máquinas detalhados por Norton (2013), todo sistema mecânico deve ser analisado sob a ótica de suas cargas, tensões e modos de falha potenciais. Um acessório de içamento, como a manilha, embora aparentemente simples, é um componente submetido a complexos estados de tensão. Fenômenos como a concentração de tensão em seus raios de curvatura e furos, e o risco de falha por fadiga após ciclos repetidos de carregamento, são fatores críticos que governam sua vida útil e segurança. Norton (2013) enfatiza que a aplicação de adequados fatores de segurança no projeto não é uma mera formalidade, mas uma necessidade para mitigar os riscos associados a incertezas nas cargas e nas propriedades do material. Ignorar esses princípios de engenharia na seleção ou no uso de uma manilha é negligenciar a base científica que garante a segurança da operação.

A complexidade da seleção se aprofunda ao se consultar o portfólio de fabricantes especializados. O catálogo da Crosby (2023), bem como a Figura 1, que mostra montagens possíveis com produtos da RUD, referências no setor, ilustram que não existe uma solução única. A escolha deve ser criteriosa, distinguindo, por exemplo, entre manilhas tipo âncora (bow shackles), que são mais adequadas para cargas que vêm de múltiplos ângulos, e manilhas tipo reta (dee shackles), ideais para içamentos em linha. Adicionalmente, a seleção do sistema de travamento do pino é crucial: os modelos com pino roscado (screw pin) são práticos para montagens temporárias, enquanto os modelos com pino, porca e contrapino (bolt, nut, and cotter pin) são mandatórios para instalações de longo prazo ou onde há risco de vibração que poderia soltar o pino.

Figura 1 – Variedade de montagens para içamento e movimentação de cargas.



Fonte: RUD (2024).

Para regulamentar essa complexidade e impor um padrão mínimo de segurança, normas técnicas robustas são indispensáveis. A norma da Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos, ASME B30.26 (American Society of Mechanical Engineers, 2015), é a principal referência técnica internacional para acessórios de içamento e movimentação de cargas (rigging hardware). Ela estabelece critérios detalhados que vão desde as marcações obrigatórias no corpo da peça (como nome do fabricante e capacidade de carga) até os procedimentos de inspeção que devem ser realizados antes de cada uso e periodicamente. A norma define limites quantitativos para desgastes, deformações, entalhes e corrosão, estipulando os critérios claros para a remoção de serviço de um componente danificado, transformando a segurança de uma avaliação subjetiva para um processo técnico e rastreável.

No contexto brasileiro, a Norma Regulamentadora 11 (NR 11) do Ministério do Trabalho e Emprego (Brasil, 2016), estabelece a base legal para a segurança em operações de transporte e movimentação de materiais. A NR 11 impõe que os equipamentos utilizados sejam calculados e construídos para oferecer as necessárias garantias de resistência e segurança, e que passem por inspeções rigorosas. Além disso, a norma exige que os operadores recebam treinamento específico que os habilite a desempenhar suas funções de forma segura, atribuindo ao empregador a responsabilidade direta pela implementação de procedimentos seguros e pela fiscalização de seu cumprimento.

1.1 Justificativa

A utilização da análise de elementos finitos é uma excelente ferramenta para garantir a integridade e a segurança de estruturas e sistemas projetados. Na engenharia, erros de projeto podem resultar em falhas catastróficas, levando a perdas econômicas e, em casos extremos, riscos à segurança e à vida humana. Além disso, o MEF proporciona uma forma eficiente de testar várias condições de carga e cenários operacionais sem a necessidade de construir e testar protótipos físicos, reduzindo assim custos e tempo de desenvolvimento. Através desta metodologia, é possível identificar e corrigir pontos críticos e otimizar o desempenho de estruturas, resultando em produtos mais seguros, eficientes e competitivos no mercado.

Neste trabalho, o MEF será aplicado especificamente para determinar a carga máxima de trabalho de uma manilha de içamento. Por meio de uma análise estática, busca-se entender como o componente se deforma e distribui as tensões internas quando submetido a uma carga. A simulação permitirá visualizar a distribuição de tensões de Von Mises, identificar as regiões de maior concentração de tensão e calcular o fator de segurança do projeto. Com base nesses resultados, será possível estabelecer com confiança o limite de carga segura para a operação da manilha, garantindo sua performance e prevenindo falhas.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é realizar uma análise por elementos finitos de um componente específico, identificando suas respostas mecânicas sob diferentes condições de carga. Pretende-se, com isso, avaliar a distribuição de tensões, deformações e deslocamentos, bem como identificar possíveis pontos de falha e áreas de concentração de esforços. Adicionalmente, busca-se otimizar o design do componente, visando aumentar sua resistência e durabilidade. Através desta análise, espera-se fornecer dados técnicos para a tomada de decisões no processo de desenvolvimento e aperfeiçoamento do componente em questão.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Otimizar a geometria do componente.
- b) Definir um material que atenda aos requisitos de construção.
- c) Definir a carga máxima de trabalho do componente.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta os fundamentos teóricos necessários para a compreensão e desenvolvimento da análise estrutural proposta neste trabalho. Inicialmente, são abordados os princípios da Resistência dos Materiais, com foco em conceitos como tensão, deformação, Lei de Hooke, princípio de Saint-Venant, concentração de tensões, critérios de falha e fatores de segurança. Em seguida, discute-se o Método dos Elementos Finitos (MEF), incluindo a análise estática linear, geração da malha e definição das condições de contorno. Também são tratados os critérios normativos e práticos aplicáveis a componentes de içamento de carga, os principais conceitos relacionados ao processo de forjamento e, por fim, as propriedades e características do material utilizado na análise.

2.1 Fundamentos de Resistência dos Materiais

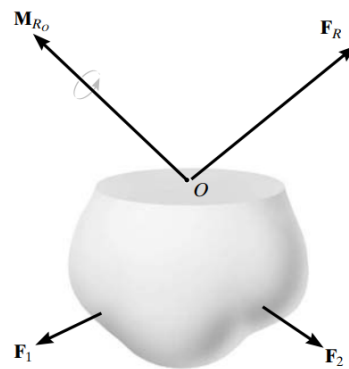
Esta seção aborda os fundamentos essenciais da Resistência dos Materiais, fornecendo base para a análise mecânica de componentes estruturais. São introduzidos os conceitos de tensão e deformação, que descrevem o comportamento do material sob carregamento. A Lei de Hooke é apresentada como o modelo linear elástico que relaciona essas grandezas, seguida do princípio de Saint-Venant, que trata da distribuição de tensões em regiões próximas da aplicação da carga. Em seguida, são exploradas as concentrações de tensão e os critérios de falha, que permitem prever a ruptura do material sob diferentes condições de carregamento. Por fim, discutem-se os fatores de projeto e segurança, fundamentais para garantir a integridade estrutural dos componentes em aplicações reais.

2.1.1 Tensão e Deformação

Quando uma carga externa age sobre uma área seccionada de um corpo como na Figura 2, como resultado, aparecem forças internas agindo sobre essa mesma seção. Esse fenômeno é denominado tensão, que representa o quociente de uma força sobre uma área. Quando a força agir sobre a área perpendicularmente, tem-se a tensão normal σ . Porém, quando a força agir tangencialmente à área, será denominada como tensão de cisalhamento τ , (Hibbeler, 2009).

Segundo Hibbeler (2009), para um elemento de área infinitesimal ΔA , a tensão normal

Figura 2 – Cargas sobre um ponto.



Fonte: Hibbeler (2009).

σ_z se dará por um limite da razão da força F_z com a sua área tendendo a zero, como na equação 2.1:

$$\sigma_z = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_z}{\Delta A} \quad (2.1)$$

Se essa força tracionar o elemento ΔA , será denominada tensão de tração, ao passo que se comprimir o elemento, receberá o nome de tensão de compressão. Para a tensão de cisalhamento (τ) ocorre o mesmo fenômeno, dando origem a 2 componentes que agem tangencialmente à área infinitesimal ΔA , sendo estes perpendiculares entre si, conforme as equações 2.2 e 2.3 (Hibbeler, 2009):

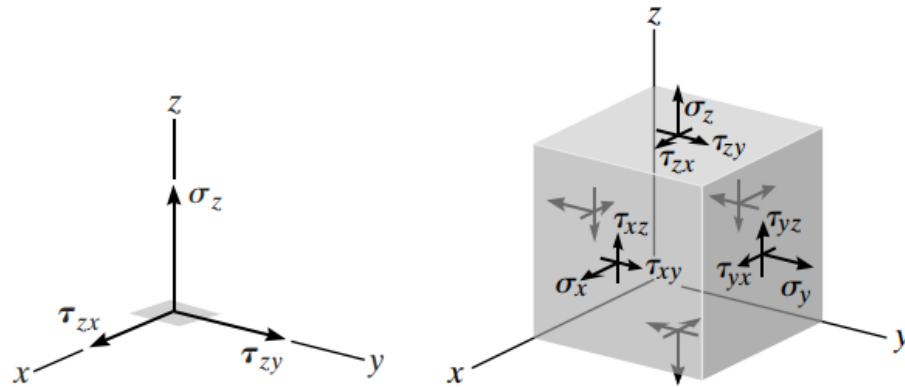
$$\tau_{zx} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_x}{\Delta A} \quad (2.2)$$

$$\tau_{zy} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_y}{\Delta A} \quad (2.3)$$

Ao unir estes componentes, conforme Figura 3, chega-se ao estado geral de tensão, que pode ser representado por um elemento cúbico de volume do material, referenciado em um ponto escolhido do corpo, com os três componentes agindo em cada face do elemento (Hibbeler, 2009).

Como aponta Hibbeler (2009), ao aplicar estes conceitos a uma área de seção transversal qualquer, chega-se às tensões médias, tanto para normal, quanto para a de cisalhamento. A

Figura 3 – Estado geral de tensões.



Fonte: Hibbeler (2009).

distribuição de tensão normal média σ_{med} em uma área de seção transversal A que esteja submetida a uma deformação uniforme constante, gerada por uma força normal interna resultante P que representa a soma de todas as forças agindo sobre essa área, conforme a equação 2.4. Destaca Callister (2016), as características carga-deformação são dependentes do tamanho do corpo de prova. Por exemplo, será preciso que uma carga seja dobrada para produzir o mesmo alongamento caso a seção submetida à esta carga também dobre. Para contornar os fatores geométricos, carga e alongamento são normalizados, aos parâmetros de tensão de engenharia e deformação de engenharia, respectivamente.

$$\sigma_{med} = \frac{P}{A} \quad (2.4)$$

De mesmo modo, conforme a equação 2.5, temos a distribuição de tensão de cisalhamento média τ_{med} , onde uma força de cisalhamento interna resultante V atua sobre a área da seção transversal A :

$$\tau_{med} = \frac{V}{A} \quad (2.5)$$

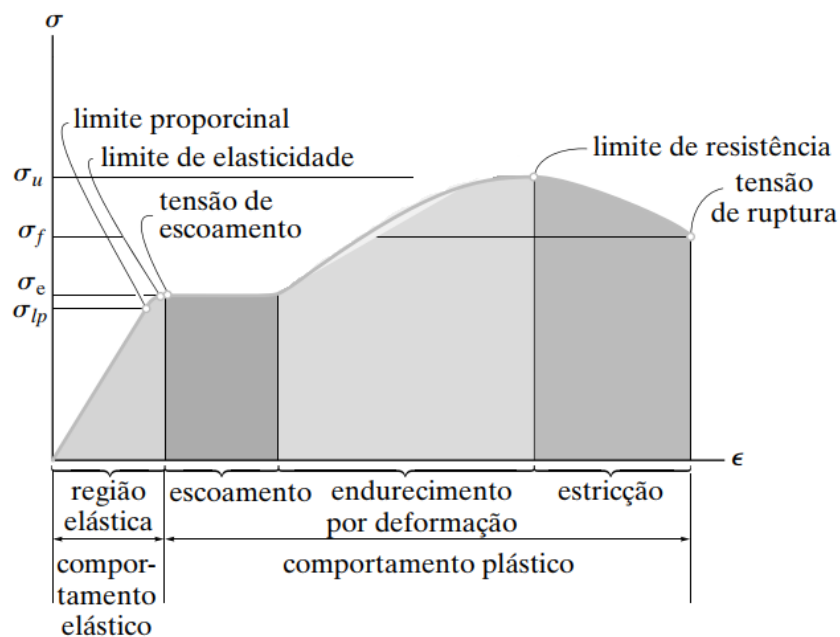
De acordo com Hibbeler (2009), deformações serão mudanças de forma ou tamanho de um corpo geradas por forças externas aplicadas a ele. Por meio de um ensaio de tração ou

compressão, é possível relacionar a deformação nominal ϵ com uma tensão aplicada σ . Dada que a deformação nominal ϵ é dada pela equação 2.6:

$$\epsilon = \frac{l_f - l_0}{l_0} \quad (2.6)$$

Onde l_0 define o comprimento inicial e l_f o comprimento após a aplicação da carga.

Figura 4 – Diagrama tensão-deformação típico de aço.



Fonte: Adaptado de Hibbeler (2009).

Para Hibbeler (2009), essa relação produz o diagrama tensão-deformação. Um diagrama típico de um corpo de prova de aço, como na Figura 4, revela comportamentos diferentes do material, dependendo do grau de deformação a ele submetido. O primeiro comportamento é o dito elástico, onde a deformação será proporcional à tensão aplicada, sendo o limite superior dessa região o chamado de limite de elasticidade, onde o corpo ainda terá a capacidade de retornar à sua forma original sendo cessada a carga sobre ele. Superado o limite de elasticidade, o material colapsará e se deformará permanentemente. Esta segunda região é denominada escoamento e a tensão que a origina é chamada de tensão de escoamento. Atingido o ponto de escoamento, o corpo continua a se deformar sem que seja necessário aumento da carga aplicada. Cessado o escoamento, caso seja aplicada uma carga adicional, a curva retoma a ascensão até o chamado limite de resistência, marcada por uma deformação razoavelmente uniforme por todo o corpo.

Atingido o limite de resistência, uma área de seção transversal começará a diminuir de forma localizada, fenômeno conhecido como estrição, até atingir a tensão de ruptura, quando o corpo de prova se romperá.

2.1.2 Lei de Hooke

Para Hibbeler (2009), dos comportamentos apresentados no diagrama tensão deformação, o regime elástico tem papel fundamental na escolha do material a ser empregado, pois geralmente, componentes mecânicos possuem suas solicitações de carga, e conseqüentemente suas tensões internas localizadas nesta região. A proporcionalidade descrita no regime elástico pode ser descrita pela lei de Hooke, expressa matematicamente pela equação 2.7.

$$\sigma = E\epsilon \quad (2.7)$$

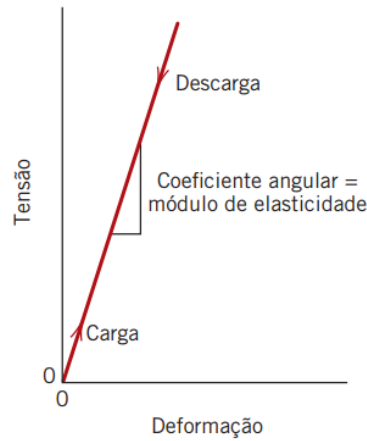
Onde E representa a constante de proporcionalidade, também conhecida como módulo de elasticidade ou módulo de Young, que se desdobra na equação 2.8.

$$E = \frac{\sigma_{lp}}{\epsilon_{lp}} \quad (2.8)$$

A inclinação do segmento linear, como mostra a Figura 5, indica a resistência do material à deformação elástica, sua rigidez propriamente dita. Quanto maior o módulo, mais rígido será o material, resultando numa menor deformação elástica para uma dada tensão (Callister, 2016).

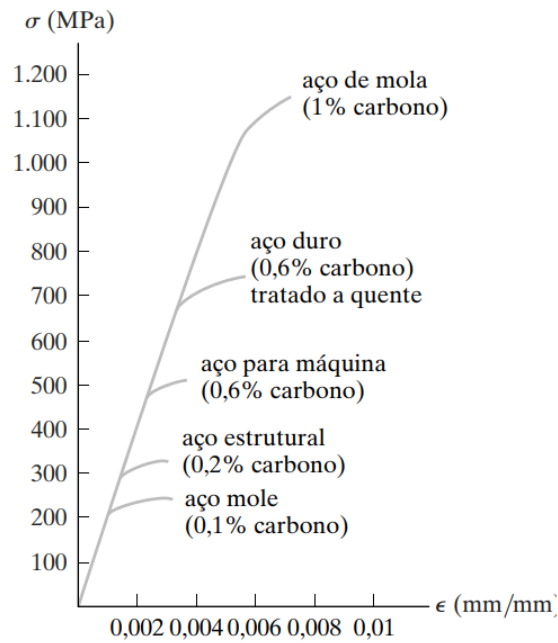
A extensão do limite de proporcionalidade, conforme Figura 6, está intrinsecamente ligado à composição química, como os elementos de liga presentes e à microestrutura do material, provenientes de tratamentos térmicos, por exemplo. Porém, a maioria do aço, desde o mais mole aço laminado até o mais duro aço ferramenta, têm o mesmo módulo de elasticidade, convencionado e aceito como $E_{aco} = 200$ GPa. (Hibbeler, 2009).

Figura 5 – Módulo de elasticidade geral.



Fonte: Callister (2016).

Figura 6 – Limite de proporcionalidade para aços diversos.



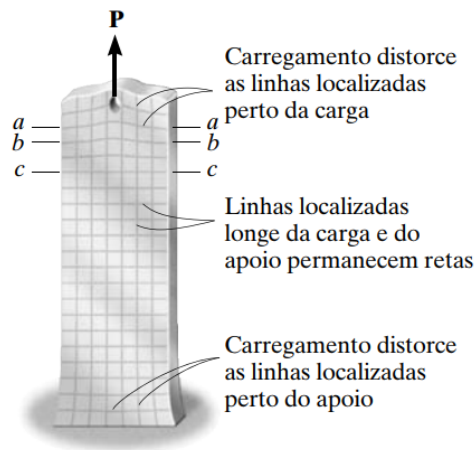
Fonte: Hibbeler (2009).

2.1.3 Princípio de Saint-Venant

Segundo Hibbeler (2009), os efeitos locais produzidos por aplicações de cargas tendem a se dissipar e se uniformizar ao longo do corpo submetido a tais cargas. Isso significa que próximo ao ponto de aplicação da carga, aparecerão tensões mais críticas e, conseqüentemente, maiores distorções. A este fenômeno se dá o nome de princípio de Saint-Venant. O exemplo mais clássico do fenômeno é uma barra de seção uniforme que será submetida a uma carga axial de tração a partir de um furo em sua extremidade, conforme Figura 7. Ao se analisar áreas

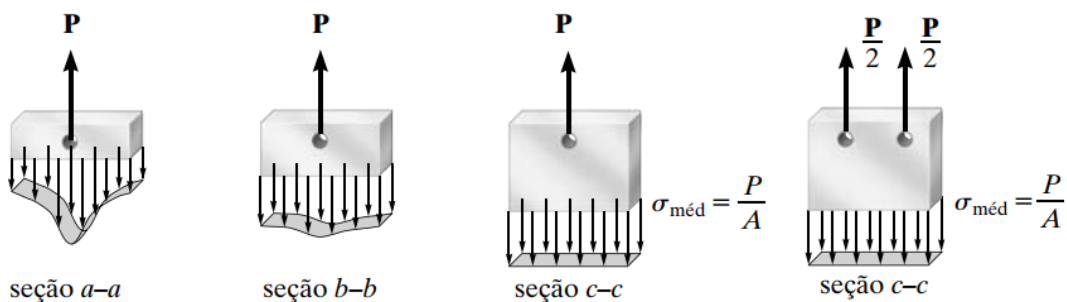
de seções transversais paralelas, identificadas como, a-a, b-b e c-c, percebe-se diferenças de comportamento causados pela carga aplicada. A seção mais próxima, identificada como a-a, possui uma variação significativa de tensão entre pontos próximos da mesma área de seção. Ao passo que há uma distribuição quase uniforme de tensões entre pontos localizados na seção identificada como c-c, que por estar distante o suficiente, via de regra, a maior dimensão da área de seção (neste exemplo sendo a largura da barra) do ponto de aplicação da carga, tem uma tensão resultante inalterada. Independentemente da forma de aplicação das cargas, desde que seja mantida sua magnitude total sobre o corpo, como mostrado na Figura 8.

Figura 7 – Barra sob carga de tração axial.



Fonte: Hibbeler (2009).

Figura 8 – Distribuição da tensão para as seções.



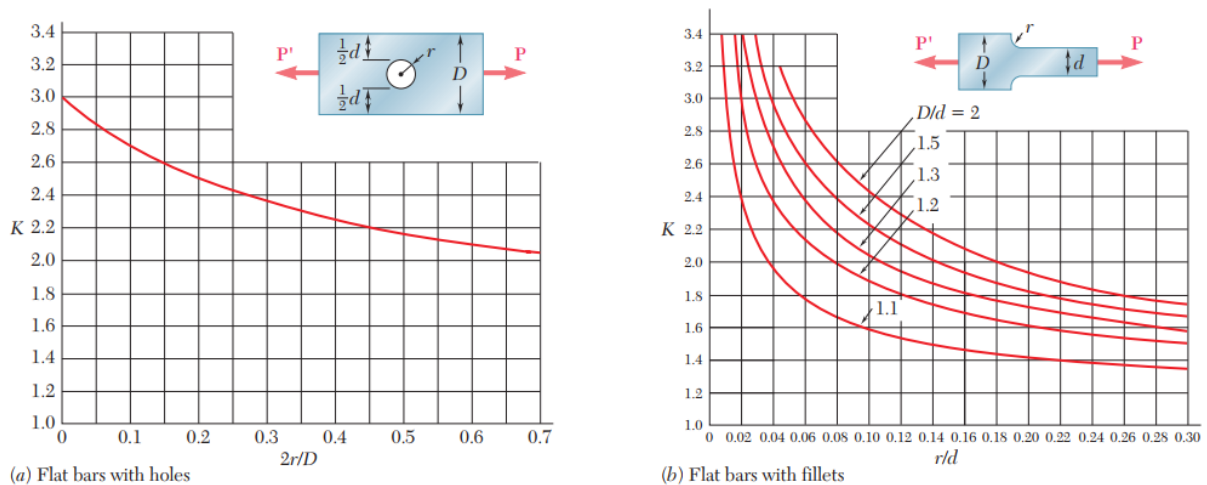
Fonte: Hibbeler (2009).

2.1.4 Concentração de Tensão

Destaca Hibbeler (2009), não são apenas pontos de concentração de cargas que geram distribuições complexas de tensões em regiões próximas em um corpo. A própria geometria do corpo pode criar regiões de concentração de tensões. Geralmente são regiões em que a área de seção transversal varia abruptamente, seja por mudança de dimensões ou geométricas, como a presença de um furo ou rasgo, recebendo o nome de descontinuidade. Nestes casos, é importante saber qual será a tensão máxima nessas regiões de descontinuidade. Uma maneira de estimar esse valor de tensão máxima é através do fator de concentração de tensão K , que é a razão entre a tensão máxima e a tensão média agindo sobre a menor seção transversal da descontinuidade, como mostra a equação 2.9.

$$K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{med}} \quad (2.9)$$

Figura 9 – Fatores de concentração de tensão para furos e suavizações.



Fonte: Beer *et al.* (2014).

Os fatores de concentração de tensão podem ser calculados somente uma vez levando em consideração as relações dos parâmetros geométricos envolvidos, tendo os resultados compilados em forma de Tabela ou gráfico, como na Figura 9, que aborda as situações onde há a presença de um furo ou a mudança brusca de seção associada a uma suavização de contorno por raio. Desse modo, o projetista só necessitará calcular a tensão média que ocorre próximo à descontinuidade e multiplicar pelo valor do fator K correspondente para determinar o valor de tensão máxima (Beer *et al.*, 2014).

2.1.5 Critérios de Falha

Eventos de falha de materiais quase sempre envolvem vidas humanas em risco, perdas econômicas e afetam serviços e produtos, sendo assim indesejados que ocorram. Embora os comportamentos de materiais sejam conhecidos, bem como as causas de falhas, é muito difícil atuar na prevenção dessas falhas. Desvios que envolvem desde o processamento inadequado dos materiais, má elaboração de um projeto e aplicação inadequada de um componente. Para além de danos durante a própria vida útil da estrutura ou componente, não detectados por uma inspeção eficaz. Por isso é de suma importância antecipar e planejar levando em considerações falhas possíveis de ocorrer, buscando evitar possíveis incidentes através das medidas de prevenção adequadas, aponta (Callister, 2016).

Segundo Budynas e Nisbett (2016), falha significa uma ampla gama de situações que podem ocorrer a uma peça, desde uma separação em dois ou mais pedaços, uma deformação permanente que altera sua geometria inicial e até a perda de sua confiabilidade ou função, seja qual for a causa.

Como aponta Callister (2016), a separação em dois ou mais pedaços pode ser caracterizada como fratura simples, causada por uma tensão estática, seja constante ou que varie lentamente com o tempo e em temperaturas que estão muito abaixo do ponto de fusão do material. Essas tensões podem ser provenientes de cargas externas de tração, compressão, cisalhamento, torção ou quaisquer combinações destas. Para os metais, isso resulta em dois tipos de fratura: dúctil e frágil, como mostra a Figura 10. A classificação da fratura dependerá de como o material apresenta a deformação plástica. Materiais dúcteis possuem tipicamente grandes deformações plásticas antes da fratura. Ao passo que a fratura frágil é precedida por pouca ou nenhuma deformação plástica.

Budynas e Nisbett (2016) apresentam os conceitos da teoria da tensão de cisalhamento máxima (Tresca) e a teoria da energia de distorção (Von Mises), para materiais dúcteis:

A teoria da tensão de cisalhamento máxima prediz que o escoamento começa sempre que a tensão de cisalhamento máxima em qualquer elemento se torna igual ou excede a tensão de cisalhamento máxima em um espécime de ensaio de tração do mesmo material quando aquele espécime começa a escoar. A teoria MSS também é conhecida como teoria de Tresca ou Guest. (Budynas; Nisbett, 2016, p. 231)

A teoria da energia de distorção prediz que o escoamento ocorre quando

Figura 10 – Fratura dúctil (a) e fratura frágil (b).



Fonte: Callister (2016).

a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume alcança ou excede a energia de deformação por distorção por unidade de volume no escoamento sob tração ou compressão simples do mesmo material. (Budynas; Nisbett, 2016, p. 233)

O critério de Von Mises (σ') pode ser descrita pela equação 2.10:

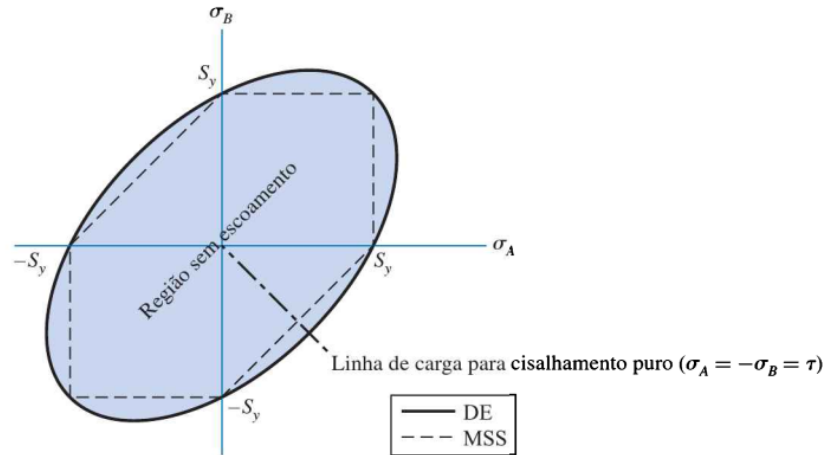
$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (2.10)$$

Assumindo que $(\sigma_1, \sigma_2$ e $\sigma_3)$ correspondem respectivamente às tensões principais máximas, médias e mínimas e assumindo que σ_2 seja 0, podemos reescrever o critério de Von Mises para o estado plano de tensão na forma da equação 2.11:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.11)$$

Para comparação dos critérios de falha, uma sobreposição gráfica, como na Figura 11, nos permite observar que para as tensões principais, os dois critérios possuem os mesmos resultados ao passo que para a situação de cisalhamento puro, ocorre uma discordância de valores maior (Hibbeler, 2009).

Figura 11 – Representação das Teorias de Tresca (MSS) e Von Mises (DE).



Fonte: Budynas e Nisbett (2016).

2.1.6 Fatores de Projeto e Segurança

Sempre há a incerteza da magnitude de uma carga aplicada e da tensão associada à ela durante a operação de um componente. De maneira geral, os cálculos de cargas são aproximados em seus resultados. Além disso, sempre haverá variação nas propriedades mecânicas medidas em todos os materiais fabricados por imperfeições associadas ao processo e danos causados durante o próprio serviço do componente (Callister, 2016).

Existem métodos determinísticos e estocásticos para lidar com as incertezas. O método determinístico define um fator de projeto N_p , baseado nas incertezas absolutas de um parâmetro de perda de função e um parâmetro máximo admissível, podendo ser a carga ou tensão, por exemplo, através da equação 2.12 (Budynas; Nisbett, 2016).

$$N_p = \frac{\text{parâmetro de perda de função}}{\text{parâmetro máximo admissível}} \quad (2.12)$$

Segundo Callister (2016), em situações estáticas menos críticas, quando utilizados materiais dúcteis, a tensão avaliada, alternativamente, poderá ser definida por uma tensão de trabalho, σ_t , baseado no limite de escoamento do material σ_e e num dado fator de segurança \mathbf{N} , como mostrado na equação 2.13.

$$\mathbf{N} = \frac{\sigma_e}{\sigma_t} \quad (2.13)$$

Esta expressão é válida quando existe uma relação linear entre carga e tensão. Esta relação deixa de ser linear à medida que a carga se aproxima do valor limite na maioria das aplicações de engenharia (Beer *et al.*, 2014).

Destaca Beer *et al.* (2014), a seleção do fator de segurança é uma das mais importantes etapas da engenharia. Se for escolhido um fator muito pequeno, a possibilidade de falha se tornará grande e inaceitável, por outro lado, se for demasiadamente grande, o resultado será um projeto nada econômico e não funcional.

A escolha do fator de segurança apropriado deve levar em consideração as variações que podem ocorrer nas propriedades do componente avaliado durante sua fabricação, a expectativa do número de cargas esperadas durante a vida útil do componente, o tipo de carregamento planejado para o projeto. Há ainda as considerações referentes ao risco de vida e danos materiais que uma falha do componente poderá causar. Caso não exista risco de vida e somente um risco mínimo de danos materiais, o fator de segurança poderá ser menor, por exemplo (Beer *et al.*, 2014).

2.2 Método dos Elementos Finitos

Em meados de 1950, o método dos elementos finitos (MEF) ganhou notoriedade a partir dos trabalhos do professor John Argyris, em Londres e de um grupo de engenheiros da Boeing liderados pelo professor Ray W. Clough. Em 1967, através do livro "The Finite Element Methods for Engineering", o professor O. C. Zienkiewicz, na universidade do País de Gales, se tornou a referência do método (Vaz, 2011).

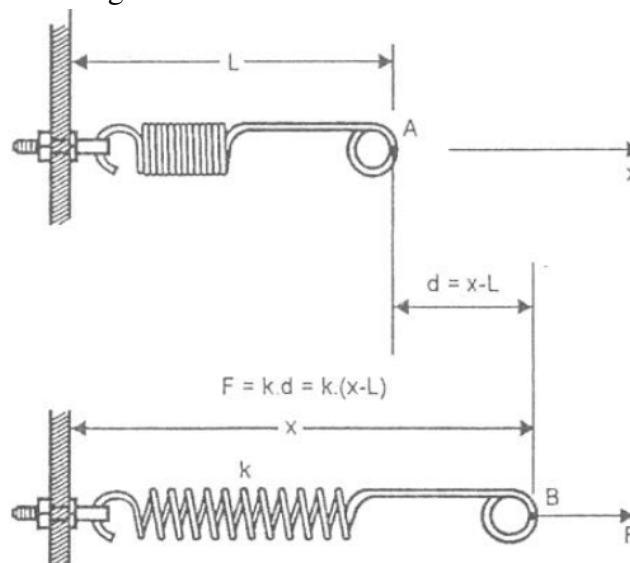
Como ideia básica do método dos elementos finitos, a modelagem de um problema genérico de natureza contínua, através de subpartes discretas que a representam de maneira aproximada, para as quais é possível se obter uma descrição matemática para o seu comportamento. A subparte discreta, que recebe o nome de elemento finito junto com seu comportamento matemático, serão as bases do MEF. O conjunto destes elementos finitos produzirá uma montagem (assembly), que representará a geometria complexa que não possui solução analítica. Através de uma resolução estruturada e sequencial de problemas mais simples, que possuam soluções exatas ou não, quando agrupadas, produzem uma solução ao problema complexo (Teixeira-Dias *et al.*, 2010).

2.2.1 Análise Estática Linear

Para Azevedo (2003), em muitas situações é razoável considerar que as ações são aplicadas de um modo suficientemente lento, tornando desprezáveis as forças de inércia. Nestes casos a análise designa-se estática. Admitindo-se que não há influência da deformação da geometria da estrutura na distribuição de tensões e esforços, bem como a nível de microestrutura, a relação entre tensões e deformações serão lineares, caracterizando a região de deformação elástica regida pela lei de Hooke.

O conceito de rigidez de uma estrutura pressupõe que há uma relação entre forças e deslocamentos nodais. Como mostra a Figura 12, uma mola submetida a uma força F sofre um deslocamento d . A relação 2.14, representada por k , define a constante elástica da mola (Alves Filho, 2013).

Figura 12 – Deslocamento de uma mola.



Fonte: Alves Filho (2013).

$$k = \frac{F}{d} \quad (2.14)$$

O MEF utiliza equacionamento semelhante ao da mola, montando um conjunto de componentes de rigidez simultâneo, sejam eles axiais, de flexão, de torção ou cisalhamento. Cria-se a relação de todos os deslocamentos e forças atuantes. Sendo essas relações lineares e os componentes de rigidez constantes, teremos uma análise estática linear (Alves Filho, 2013).

Através de um sistema de equações algébricas lineares, chega-se a uma representação matemática da relação entre todas as forças e deslocamentos nodais. Essa representação recebe o nome de Matriz de Rigidez de um Elemento Finito, que possui a seguinte configuração 2.15 (Alves Filho, 2013):

$$\{f\} = [k] \cdot [d] \quad (2.15)$$

Onde:

$\{f\}$ = Matriz coluna em que são representadas as forças que atuam nos nós do elemento.

$[k]$ = Matriz quadrada contendo os coeficientes de rigidez.

$[d]$ = Matriz coluna em que estão representados os deslocamentos associados aos nós do elemento.

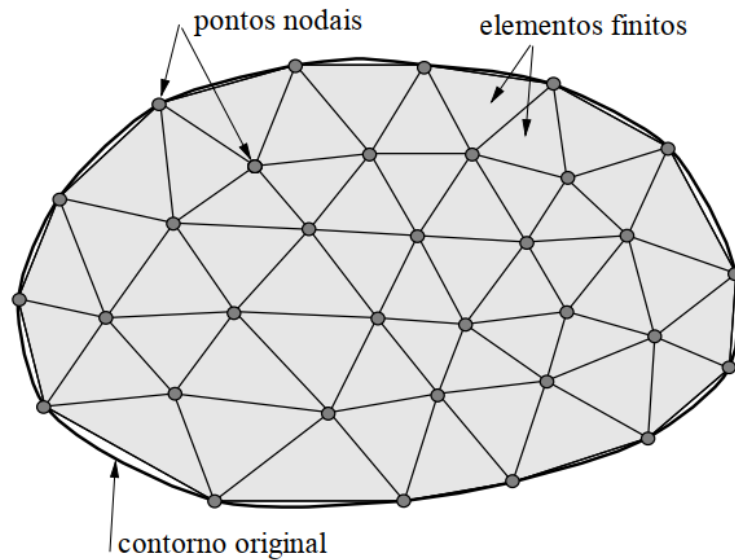
2.2.2 Malha de Elementos

Destaca Azevedo (2003): as estruturas podem ser classificadas quanto sua geometria como reticuladas, laminares ou sólidas. As geometrias sólidas serão aquelas que não se encaixam no grupo das reticuladas ou laminares. As estruturas laminares são aquelas em que uma dimensão é muito menor que as outras, como é o caso de uma estrutura de casca, por exemplo. Já as estruturas reticuladas possuem dimensões transversais muito menores que seus comprimentos, como no caso das treliças.

A geometria analisada é subdividida em partes menores, chamadas elementos finitos. Este procedimento transforma um domínio contínuo e, portanto, infinito, em um domínio discretizado finito. Isto permite que geometrias complexas sejam substituídas por formas de comportamento conhecido, seja por exemplo, formas triangulares e quadrilaterais, facilitando a análise (Mirlisenna, 2016).

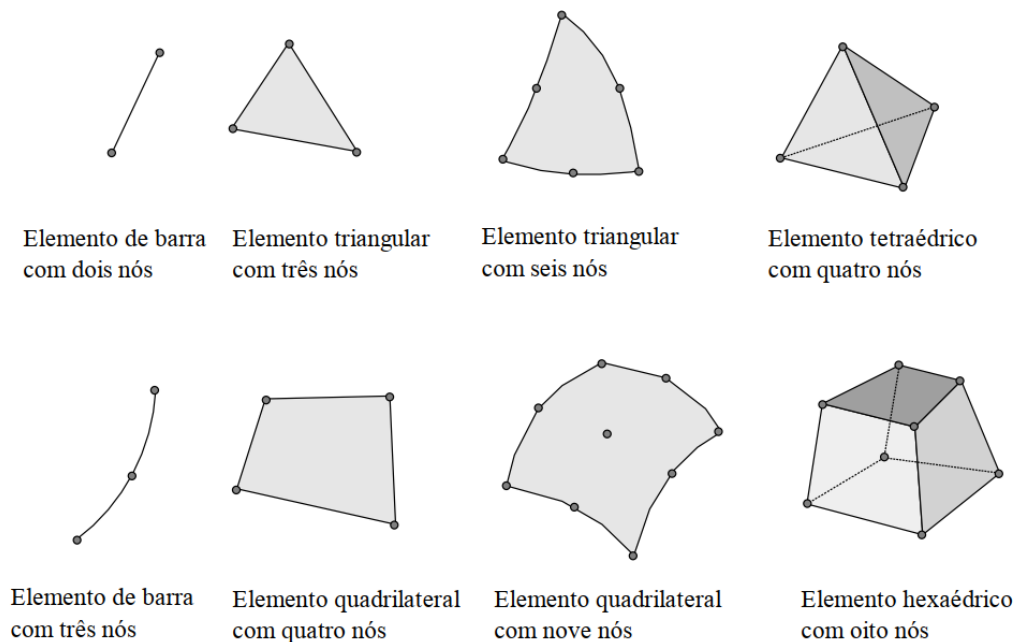
Os elementos finitos são conectados através de pontos nodais ou simplesmente, nós, conforme Figura 13. O conjunto destes elementos e nós recebe o nome de malha de elementos finitos. Com diversos tipos de elementos finitos de geometrias diversas, conforme Figura 14, pode-se resolver problemas de tipos e dimensões diferentes (uni, bi ou tridimensional) (Souza, 2003).

Figura 13 – Malha de elementos finitos no plano.



Fonte: Souza (2003).

Figura 14 – Diferentes tipos de elementos finitos.



Fonte: Souza (2003).

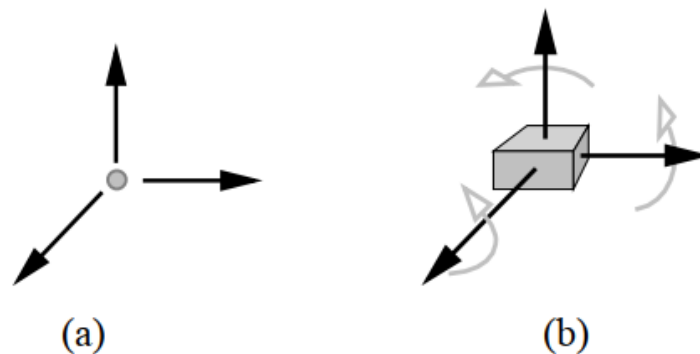
Um aspecto importante do MEF diz respeito a sua convergência. Mesmo tratando-se de um método aproximado, tomando-se a premissa que uma malha que possua elementos finitos cujo tamanho tenda a zero, e por consequência o número de nós tenda ao infinito, a solução que se obtém converge para a solução exata do problema (Souza, 2003).

Mirlisenna (2016) destaca que a precisão do método dependerá da quantidade de

elementos e nós, do tamanho e da combinação de tipos de elementos que compõe a malha. Quanto menor seu tamanho e maior a sua quantidade de elementos, mais precisos serão os resultados da análise.

Outro conceito importante é o grau de liberdade (degree of freedom), ou “gdl” (dof), onde se considera que um ponto no espaço tridimensional possui três graus de liberdade, como indica a Figura 15a, representando três movimentos possíveis de translação. Já um corpo rígido, como mostra a Figura 15b, no espaço tridimensional, apresenta seis graus de liberdade, três possíveis movimentos de translação e três movimentos possíveis de rotação (Souza, 2003).

Figura 15 – Graus de liberdade para um ponto (a) e um sólido (b).



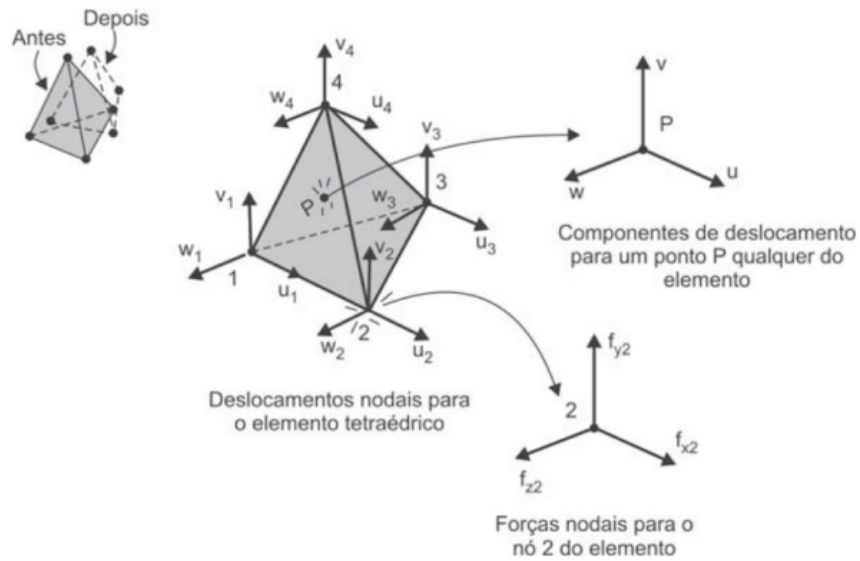
Fonte: Souza (2003).

Destaca Souza (2003), em uma análise de tensões em problemas de mecânica dos sólidos, os movimentos ou deslocamentos dos nós serão as incógnitas da análise tradicional de elementos finitos. No caso plano possuindo dois graus de liberdade para as duas translações e até três graus de liberdade, representando as três translações nos casos tridimensionais.

Dentro dos casos tridimensionais, o corpo sólido contínuo pode ser subdividido em um conjunto de tetraedros, que são os elementos sólidos tetraédricos. O elemento finito sólido tetraédrico linear tem quatro nós e como está submetido ao estado triaxial de tensões, ou seja, possui três componentes de deslocamento, em outras palavras, três graus de liberdade, este elemento possui ao todo doze graus de liberdade, conforme Figura 16, que mostra um único elemento tanto em sua forma indeformada quanto na forma deformada (Alves Filho, 2013).

Tomando este mesmo elemento tetraédrico linear e adicionando um nó intermediário nas arestas entre dois nós, tem-se o elemento finito sólido tetraédrico parabólico, ou quadrático. O motivo da inserção destes nós intermediários é aumentar o número de graus de liberdade

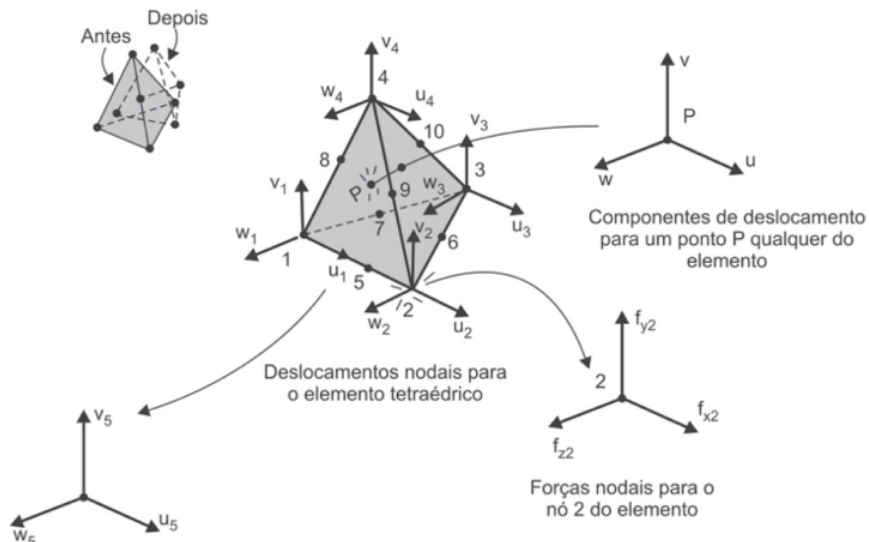
Figura 16 – Elemento sólido tetraédrico linear.



Fonte: Alves Filho (2013).

do elemento, permitindo um cálculo mais acurado das deformações dentro do elemento bem como das tensões. O elemento tetraédrico parabólico possui dez nós, apresentando três graus de liberdade por nó, dando ao elemento um total de trinta graus de liberdade, como mostra a Figura 17 (Alves Filho, 2013).

Figura 17 – Elemento sólido tetraédrico parabólico (quadrático).



Fonte: Alves Filho (2013).

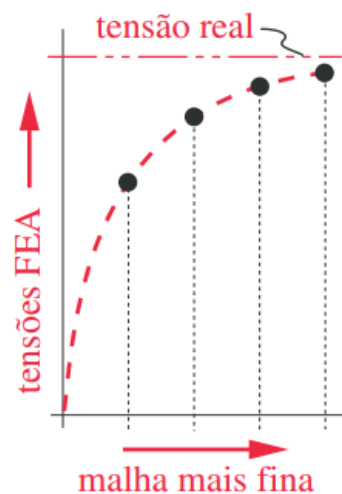
Segundo Norton (2013), uma malha com elementos grosseiros (maiores), requerem menor tempo de processamento. Os elementos grosseiros podem até ter bons resultados em

regiões com gradiente de tensão pequenos, porém regiões com gradientes de tensão altos requerem uma malha com elementos mais refinados (menores), isso significa que é interessante que a densidade da malha seja variável. O processo responsável por esse resultado é chamado de refinamento de malha.

Uma maneira de se refinar a malha é aplicar inicialmente elementos mais grosseiros para se compreender como se dá a distribuição das tensões ao longo do componente e baseando-se nos conceitos de engenharia, como concentração de tensão, por exemplo, identificar quais regiões necessitam de uma malha mais fina (Norton, 2013).

Para se saber se a malha está suficientemente refinada, Norton (2013) aponta que um teste de convergência pode ser aplicado. O teste consiste em verificar se há diferença significativa entre as tensões que aparecem nas regiões avaliadas nas soluções que utilizam diferentes densidades de malha. Em algum ponto, a mudança nos valores será pequena, o que indica uma convergência na solução, como mostra a Figura 18.

Figura 18 – Refinamento de malha.



Fonte: Norton (2013).

2.2.3 Condições de Contorno

As condições de contorno são aplicadas no modelo como cargas e restrições. As restrições limitam rotações ou deslocamentos causados por cargas aplicadas. Estas cargas por sua vez podem ocorrer na forma de força, momento, pressão, dentre outras (Pinto Filho, 2004).

Aponta Norton (2013), conexões físicas devem ser reproduzidas o mais próximo possíveis, as condições de contorno não devem permitir nem restringir situações que na verdade não ocorreriam. Se poucas condições de contorno são estabelecidas, o sistema ficará sub-restrito e o processamento poderá não obter uma solução, ao passo que se muitas condições de contorno forem impostas, o sistema ficará super-restrito e terá uma rigidez excessiva. Uma vez que não há uma rigidez infinita em uma restrição física, isto poderá ocorrer em um nó indevidamente restringido.

Em uma análise estática linear, as condições de contorno são consideradas constantes ao longo de toda a solução, da aplicação inicial até o deslocamento final da estrutura. Já em uma análise dinâmica, as condições de contorno podem variar ao longo do tempo (Pinto Filho, 2004).

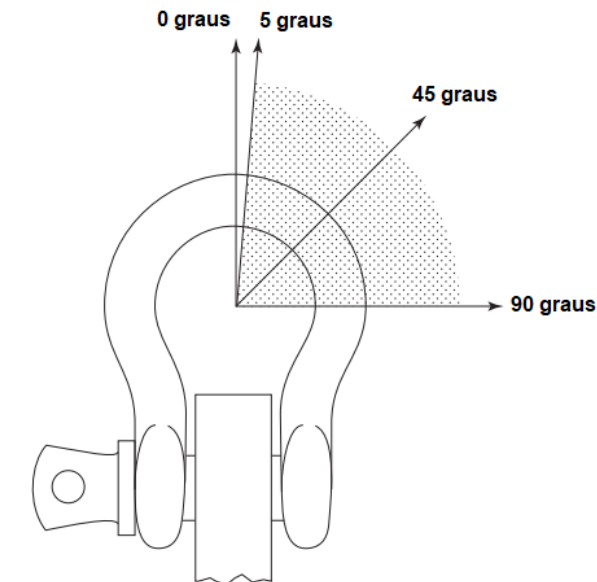
2.3 Critérios para Componentes de Içamento de Carga

As seguintes definições se fazem necessárias para um correto enquadramento do componente proposto:

- A NBR 13545, no item 3.1, (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1999, p. 2), define manilha como acessório para movimentação ou fixação de carga, formado por duas partes facilmente desmontáveis, consistindo em corpo e pino.
- A ASME B30.26, no item 26-1.1.2, (American Society of Mechanical Engineers, 2015, p. 3), na seção de materiais, define que a manilha (shackle) deve ter ductilidade suficiente para deformar plasticamente antes de perder a capacidade de suportar o carregamento na temperatura típica de uso indicado pelo fabricante.
- A NBR 13545, no item 6.3, (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1999, p. 5), define que manilhas de grau T (8) e 10, devem conter pelo menos dois dos seguintes elementos em sua liga: níquel, cromo ou molibdênio.
- A NBR 13545, no item 7.2, (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1999, p. 7), define que manilhas de grau T (8) e 10, após o forjamento devem ser temperadas e revenidas, com temperatura mínima de revenimento de 400 °C.
- A NBR 13545, no item 8.1 Tabela 4, (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1999, p. 8), define que manilhas de grau T (8) não devem ultrapassar a dureza de 380 HB.
- A ASME B30.26, no item 26-1.9.4(g), (American Society of Mechanical Engineers,

2015, p. 6), na seção de práticas de operação, define que a carga nominal deve ser reduzida conforme orientação do fabricante ou a Figura 19.

Figura 19 – Redução para carga lateral.



Carga Lateral	
Ângulo, graus	% Redução da Carga de Trabalho
Alinhado (0) até 5	Nenhuma
6 até 45	30%
46 até 90	50%
Acima de 90	Não recomendado para cargas nesta condição

Fonte: Adaptado de American Society of Mechanical Engineers (2015).

- A ASME B30.26, no item 26-1.2, (American Society of Mechanical Engineers, 2015, p. 3), na seção de fator de segurança de projeto, define que o fator de segurança de projeto de manilhas (shackles) para cargas até (incluindo) 136 toneladas deve ser de no mínimo 5:1. Para cargas acima de 136 toneladas, o fator de segurança deve ser de no mínimo 4:1. Esse fator de segurança FS é a razão entre a carga mínima de ruptura MBL e a carga máxima de trabalho WLL , conforme equação 2.16.

$$FS = \frac{MBL}{WLL} \quad (2.16)$$

2.4 Conceitos de Forjamento

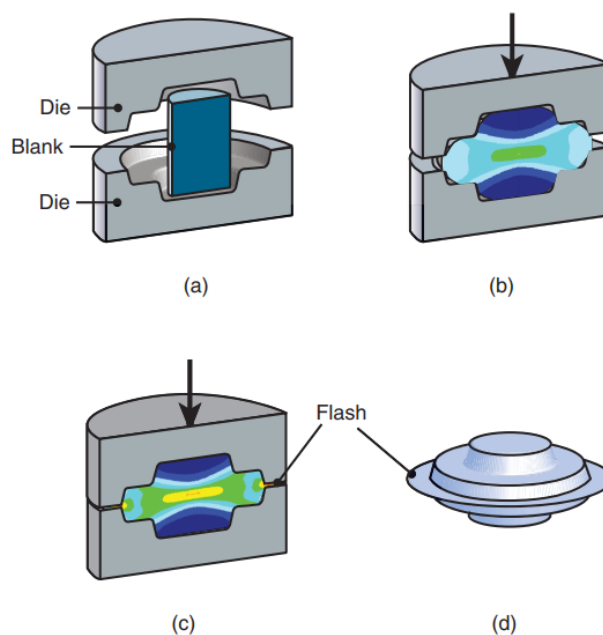
O forjamento é um processo básico em que a peça é conformada por forças compressivas, aplicadas por uma gama variada de ferramentas. Datado de pelos menos 4000 a.C., o forjamento foi primeiro utilizado na confecção de joias e moedas, martelando o metal com ferramentas de pedra. Hoje as peças forjadas incluem grandes rotores de turbinas, engrenagens, peças de cutelaria, ferramentas manuais, componentes de usinagem, ferroviários e de transporte (Kalpakjian; Schmid, 2020).

Segundo Altan, Ngaile e Shen (2004), os processos de forjamento são especialmente atrativos nos casos em que a geometria da peça tem uma complexidade moderada e volumes de produção grandes, mantendo os custos baixos por unidade. Além dos componentes em que a integridade e as propriedades metalúrgicas são de extrema importância.

Aponta Kalpakjian e Schmid (2020) que o processo de forjamento pode ser realizado a temperatura ambiente (a frio) ou em elevadas temperaturas (a quente). O forjamento a frio requer grandes forças de conformação devido à alta resistência do material, ainda que ele deva ter ductilidade suficiente para se deformar sem apresentar trincas. Peças forjadas a frio tem bom acabamento superficial e precisão dimensional. O forjamento a quente exige forças menores, porém não apresenta o mesmo acabamento superficial nem precisão dimensional. Para estes casos, os componentes forjados geralmente recebem operações posteriores, seja uma usinagem ou algum tratamento térmico. Para uma mesma massa de matéria-prima e geometria, peças produzidas por forjamento tem melhores propriedades mecânicas e metalúrgicas, comparadas ao mesmo produto produzido por fundição ou usinagem.

O forjamento com matriz aberta, destaca Kalpakjian e Schmid (2020) é a mais simples operação de forjamento possível, tendo como vantagens o baixo custo e simplicidade das matrizes utilizadas e amplo intervalo de dimensões de peças possíveis, porém limitadas a formas simples e com menor capacidade de manter tolerâncias dimensionais. Já o forjamento com matriz fechada permite formas mais complexas, uma vez que a matéria prima assume a forma da cavidade presente nas matrizes que a comprimem, como mostra a Figura 20. Geralmente é executado em temperaturas elevadas, a fim de reduzir as forças necessárias para o forjamento. Como as matrizes têm alto custo de produção, só são economicamente viáveis em produções de grandes volumes. Segundo Zhang *et al.* (2017), o custo para o equipamento de forjamento gira em torno de 8-15 % do custo total do processo produtivo, porém falhas do equipamento no processo de

Figura 20 – Forjamento em matriz fechada de um componente.



Fonte: Kalpakjian e Schmid (2020).

forjamento à quente podem elevar este custo para até 30-50 % das despesas.

2.5 Material Aplicado

Aço estruturais com altos níveis de resistência (seja tração, compressão ou cisalhamento) são também referidos como aços de ultra alta-resistência, sendo essa designação arbitrária uma vez que não existe nível de resistência universalmente aceito por padrão. Além disso, aços estruturais com níveis de resistência cada vez maiores são desenvolvidos, fazendo com que o intervalo de valores de resistência gradualmente cresça (ASM International, 1990).

A ASM International (1990) inclui na família dos aços de médio carbono e baixa liga que apresentam ultra alta-resistência o AISI/SAE 4130, o de maior resistência AISI/SAE 4140 e o de endurecimento mais profundo AISI/SAE 4340. O 4340 é considerado o padrão ao qual outros aços de ultra alta-resistência são comparados. O 4340 combina profunda temperabilidade com alta ductilidade, tenacidade e resistência. Possui alta resistência a fadiga e escoamento. Em seções finas, é endurecido ao ar livre, mas o comum é receber têmpera por óleo. É especialmente imune à fragilização por têmpera. Fragilização por hidrogênio é um problema para 4340 termicamente tratado com resistências maiores que 1400 MPa. A fragilização por hidrogênio está associada à degradação das propriedades mecânicas, redução da ductilidade e da tensão de ruptura e até

aceleração de propagação de trincas, podendo levar a uma falha catastrófica do componente (Correa Marques *et al.*, 2024).

Tabela 1 – Composição química do AISI 4340 conforme a ASTM A29/A29M.

C	0,38 - 0,43 %
Mn	0,60 - 0,80 %
P	≤ 0,035 %
S	≤ 0,040 %
Si	0,15 - 0,30 %
Ni	1,65 - 2,0 %
Cr	0,70 - 0,90 %
Mo	0,20 - 0,30 %

Fonte: American Society for Testing and Materials (2015).

O 4340 é usualmente forjado com temperaturas entre 1065 e 1230 °C, podendo ser resfriado ao ar livre ou preferencialmente em forno (ASM International, 1990).

A composição química do AISI 4340 se destaca pela presença de níquel, como mostra a Tabela 1, que não está presente nos outros aços da família. A designação baixa liga implica que os elementos de liga são ≤ 8 % da composição (ASM International, 1990).

Tabela 2 – Propriedades mecânicas do AISI 4340 temperado e revenido.

Dureza Brinell (HB)	Limite de resistência σ_u (MPa)	Limite de escoamento σ_e (MPa)	Coefficiente Poisson	Alongamento base 50mm (%)
360	1240	1160	0,29	17

Fonte: ASM International (1990).

As propriedades mecânicas, conforme Tabela 2, são valores provenientes de um processo de têmpera realizada a 845 °C seguido de um revenimento executado a 540 °C (ASM International, 1990).

3 METODOLOGIA

Este trabalho utilizou uma metodologia de caráter aplicado, com abordagem quantitativa, descritiva e explicativa. Foram realizadas simulações no software ANSYS Workbench, utilizando o método dos elementos finitos para analisar o comportamento estrutural da manilha. O processo foi dividido em três etapas: pré-processamento (modelagem e definição de condições de contorno), processamento (resolução numérica) e pós-processamento (análise dos resultados). A fundamentação foi baseada em normas técnicas e em referências da literatura. A análise considerou regime estático e linear, desconsiderando efeitos como fadiga, impacto e deformações permanentes.

3.1 Tipo de Pesquisa

A pesquisa possui natureza aplicada, buscando resolver um problema prático de engenharia. Com uma abordagem quantitativa baseada na análise dos dados obtidos nas simulações computacionais. Dos objetivos, trata-se de uma pesquisa descritiva e explicativa, visando descrever o comportamento estrutural da manilha de içamento e suas respostas a diferentes condições de carregamento. Quanto aos procedimentos técnicos, foi realizado um estudo computacional, utilizando o método de elementos finitos.

3.2 Ferramentas

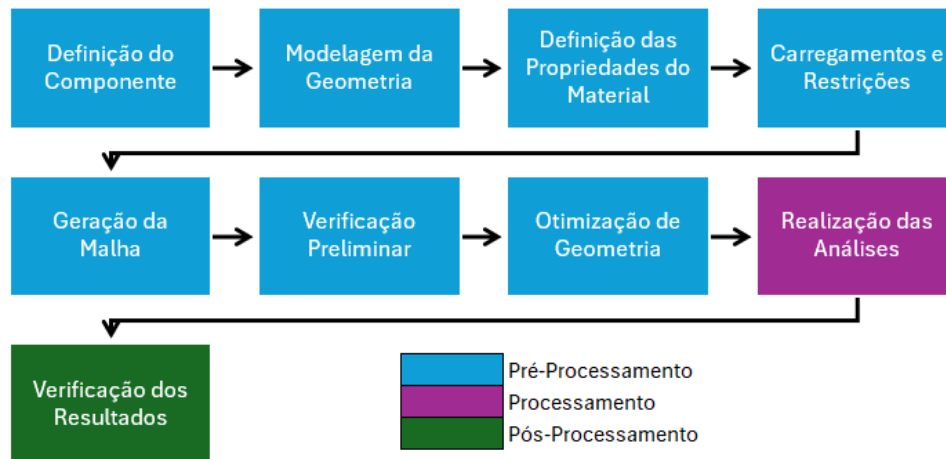
Para a realização das simulações, foi utilizado o software ANSYS Workbench, ferramenta altamente utilizada na área de engenharia mecânica para análises estruturais por elementos finitos. Todo o processo, da modelagem do componente até a aplicação das restrições e carregamentos, foi desenvolvido nesse ambiente virtual.

3.3 Procedimentos

A análise computacional segue um fluxo de trabalho sistemático, dividido em três etapas fundamentais. Inicialmente, no pré-processamento, realiza-se a conversão do problema real em um modelo virtual, estabelecendo todos os parâmetros de entrada. A segunda etapa,

o processamento, é dedicada à resolução numérica do modelo por meio de um software especializado. Finalmente, a fase de pós-processamento foca na análise crítica e visualização dos resultados, transformando dados brutos em informações relevantes sobre o desempenho e a segurança do componente analisado. A análise segue o fluxograma da Figura 21 e aprofunda cada uma dessas fases.

Figura 21 – Fluxograma das etapas da análise.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

3.4 Fundamentação Metodológica

A utilização do método dos elementos finitos é justificada pela sua capacidade de representar, com precisão, o comportamento mecânico de componentes com formas geométricas complexas, como a manilha. O software ANSYS foi escolhido devido à sua confiabilidade, interface integrada e ampla aceitação tanto na indústria quanto na academia. A metodologia foi desenvolvida com base em referências consolidadas, como os trabalhos de Alves Filho (2013), além de seguir recomendações de normas técnicas específicas como a ASME B30.26 (American Society of Mechanical Engineers, 2015), complementadas por catálogos técnicos de fabricantes reconhecidos no setor.

3.5 Limitações

Este trabalho limita-se à análise estrutural em regime estático e linear, desconsiderando fenômenos como fadiga, efeitos dinâmicos, impacto, deformações permanentes e influências térmicas. O modelo também considera contato ideal entre os componentes, não simulando possíveis folgas ou imperfeições geométricas.

4 ANÁLISE ESTRUTURAL

Este capítulo apresenta todas as etapas da análise estrutural realizada na manilha de içamento. Inicialmente, é feita a definição do componente e a modelagem da geometria no ambiente virtual. Em seguida, são atribuídas as propriedades do material e aplicados os carregamentos e restrições de acordo com as condições de uso. A malha de elementos finitos é gerada e avaliada, seguida por uma verificação preliminar dos resultados. Após essa etapa, é feita a otimização da geometria do modelo para melhorar seu desempenho estrutural. Por fim, são realizadas duas análises principais: uma simulação sob tração axial e outra com aplicação de carga lateral, permitindo avaliar o comportamento da manilha sob diferentes cenários de carregamento.

4.1 Definição do Componente

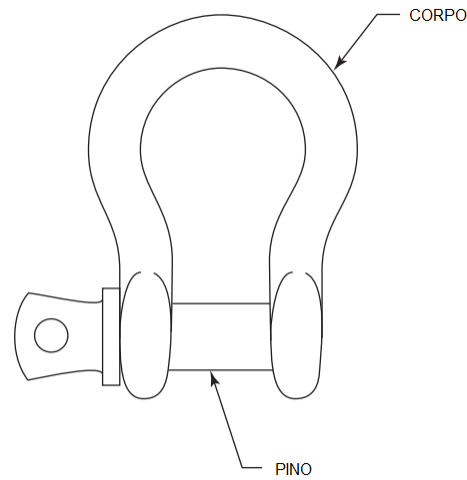
Dentro do campo de içamento e movimentação de cargas existe uma gama enorme de componentes que facilitam o trabalho, que não raras ocasiões, envolve um alto risco, intrínseco pela natureza do trabalho. Lidar com cargas que muitas vezes possuem dimensões e peso elevados exige uma alta confiabilidade do aparato empregado durante as operações.

Um desses componentes recebe o nome de manilha (shackle), responsável por ser ponto de união entre a carga e a estrutura de içamento ou até mesmo conectar os demais acessórios, como cabos de aço, correntes, lingas e ganchos, por exemplo, formando o conjunto responsável acomodar e suportar a carga.

Manilhas comerciais possuem um formato típico, basicamente composto por um corpo em formato de arco e um pino de travamento, conforme Figura 22. Existem muitas combinações possíveis para a montagem de manilhas em um conjunto de içamento e movimentação, entre essas combinações estão as montagens que se utilizam de múltiplas manilhas acopladas, como exemplificado na Figura 23. Visando essas combinações, a proposta deste trabalho é reproduzir essa combinação corpo-corpo em uma geometria única, de modo a verificar seu comportamento diante das solicitações de trabalho esperadas para o componente.

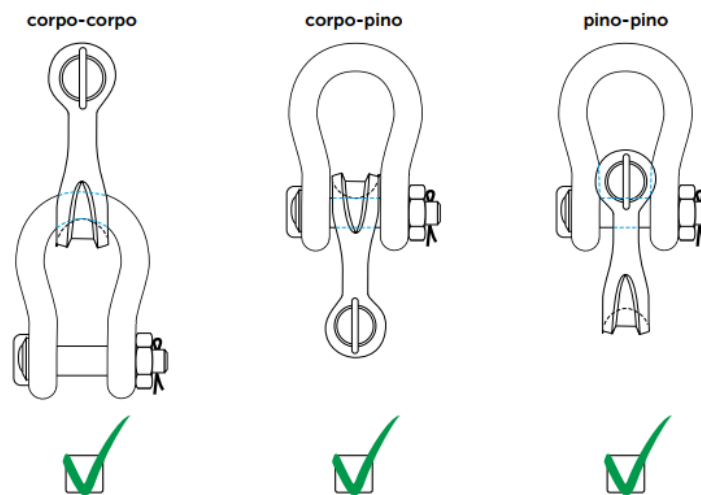
Como referência, foi utilizado a Super[®] Manilha Curva SC, da Green Pin[®], padrão de excelência na fabricação e comercialização de manilhas no mercado internacional, conforme anexo A. Com corpo e pino em aço liga, grau 8, temperado e revenido.

Figura 22 – Componentes da manilha.



Fonte: Adaptado de American Society of Mechanical Engineers (2015).

Figura 23 – Combinações de manilhas.



Fonte: Green Pin (2019).

Para requisitos iniciais, foram estabelecidos os parâmetros para verificação da geometria inicial conforme a Tabela 3. Como material do componente, foi escolhido o aço AISI 4340, com as propriedades mecânicas do componente tratado termicamente por têmpera e revenimento.

Tabela 3 – Parâmetros iniciais.

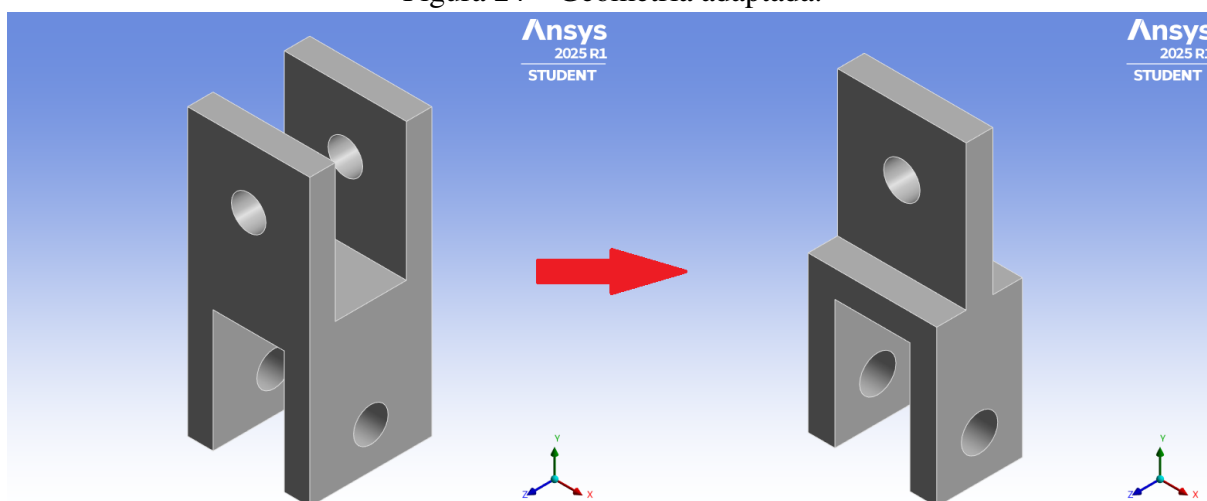
Carregamento de Trabalho (kN)	Massa do Componente (kg)	Fator de segurança - FS	Diâmetro do Pino (mm)
10	1,0	5:1	19

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

4.2 Modelagem da Geometria

A geometria inicial do modelo e suas alterações posteriores foram construídas no software de CAD 3D “Space Claim”, presente dentro do ambiente do ANSYS Workbench. A Modelagem buscou manter o mais fiel possível a geometria da combinação corpo-corpo das manilhas, porém o fato do componente ser planejado para a fabricação por forjamento com matriz fechada, devido à sua complexidade geométrica, necessitou que uma adequação fosse realizada. Como os eixos serão perpendiculares, há um vazio entre as pernas de um dos eixos que dificultará o processo de forjamento, uma vez que fica numa posição complexa para uma matriz. Uma solução encontrada foi unificar essas pernas em uma só, como mostra a Figura 24, fazendo com que o processo de forjamento seja simplificado e o peso do componente reduzido.

Figura 24 – Geometria adaptada.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

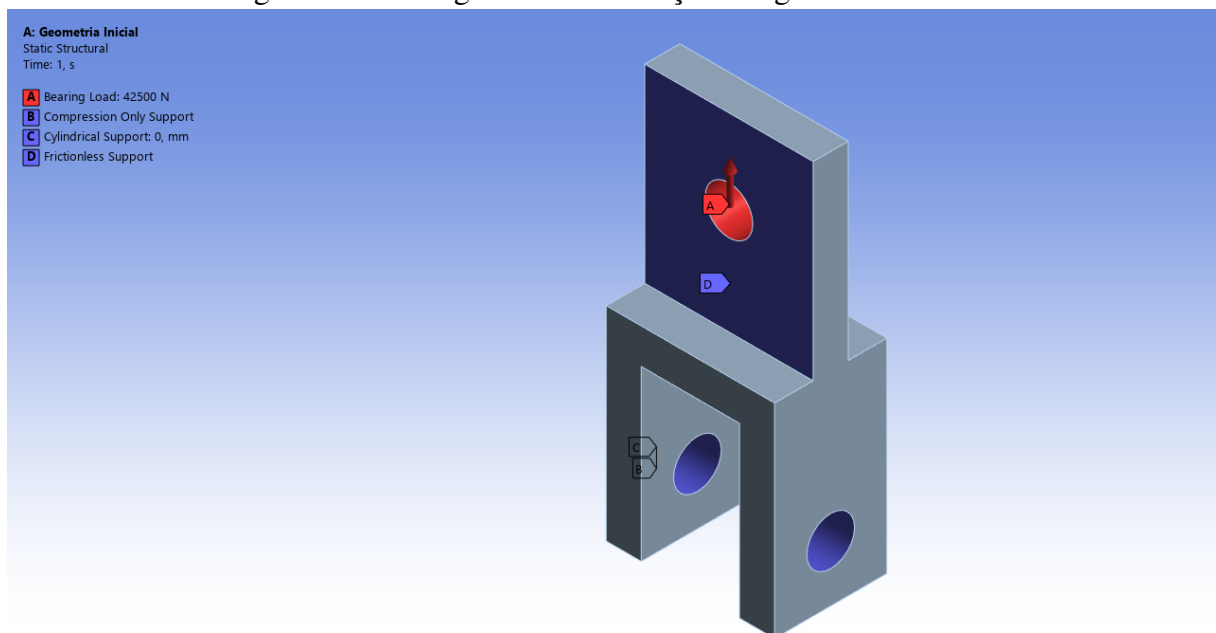
4.3 Propriedades do Material

Os dados para o aço AISI 4340 tratado termicamente por têmpera e revenimento da Tabela 2 foram inseridos no ambiente do ANSYS Workbench, conforme apêndice Capítulo 7, como novo material do "Engineering Data", que guarda a biblioteca de materiais e todas as propriedades físicas e mecânicas correspondentes.

4.4 Carregamentos e Restrições

As condições de contorno do MEF se apresentam por meio dos carregamentos e restrições de movimento inseridas no ambiente “Mechanical” do ANSYS Workbench. Para o carregamento foi usado o recurso “Bearing Load”, que simula as forças radiais aplicadas ao interior de um cilindro, representando o esforço criado por um pino ao furo superior da geometria, conforme Figura 25. Para as restrições de movimento, foi utilizada uma combinação de restrições para representar o esforço criado por um pino aos furos inferiores da geometria. Esta combinação inclui o recurso “Compression Only Support”, que permite apenas uma restrição de compressão normal para uma face determinada. Em seguida foi incluído o recurso “Cylindrical Support”, que permite restrições radiais, axiais e tangenciais a uma superfície cilíndrica. No caso do modelo avaliado, foi inserida apenas uma restrição axial para prevenir que o modelo se desloque lateralmente ao longo do eixo dos furos. Por último, foi adicionado o recurso de “Frictionless Support”, para prevenir que o modelo gire em torno do eixo de restrições ao ser aplicada o carregamento.

Figura 25 – Carregamentos e restrições na geometria inicial.

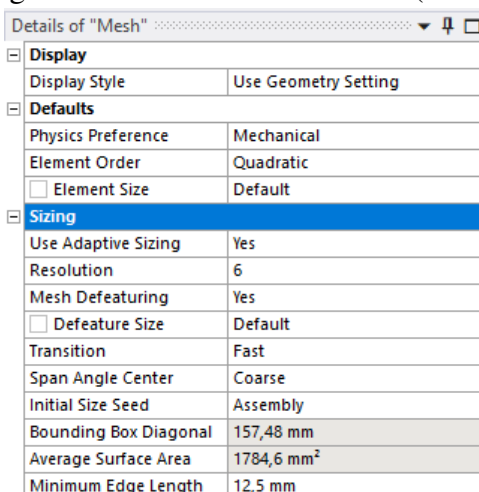


Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

4.5 Malha de Elementos Finitos

Para a geração da malha de elementos finitos foi utilizado o ambiente “Mechanical” do ANSYS Workbench. Para se certificar que a malha estava adequada à geometria foi utilizado o recurso de malha adaptativa, que ajusta os elementos finitos aos contornos que a peça apresenta, fazendo-se uso de elementos quadráticos (parabólicos), no parâmetro "Element Order". Como parâmetro de ajuste, o comando “Resolution” dentro do controle de “Mesh” do software, como mostra a Figura 26, que possui valores de 0 a 7 (zero a sete), sendo sete a malha mais refinada. Por padrão do software o valor inicial é configurado como 2 (dois), gerando uma malha conforme a Figura 27.

Figura 26 – Parâmetros da malha (mesh).



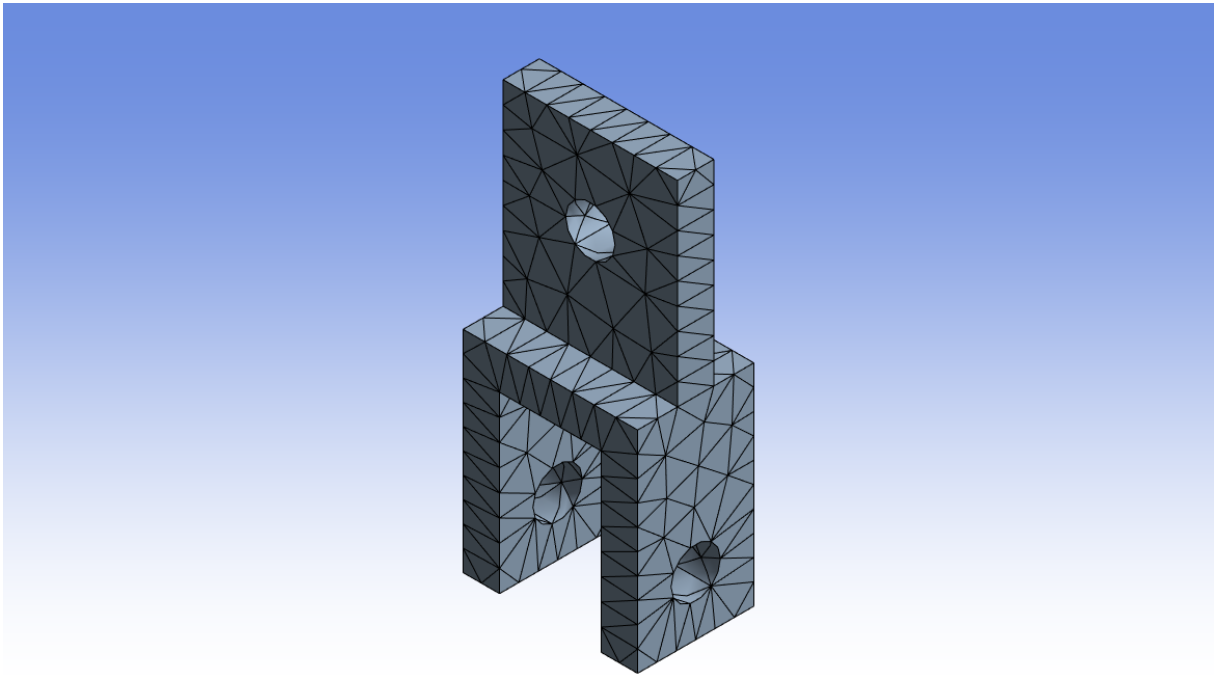
Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Quadratic
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
Sizing	
Use Adaptive Sizing	Yes
Resolution	6
Mesh Defeaturing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Initial Size Seed	Assembly
Bounding Box Diagonal	157,48 mm
Average Surface Area	1784,6 mm ²
Minimum Edge Length	12,5 mm

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Utilizando o carregamento de trabalho inicial de 10 kN, foram realizadas iterações configurando o parâmetro “Resolution” de 2 a 7 (dois a sete), verificando se os valores de tensão máxima equivalente de Von Mises convergem para um valor específico, conforme Tabela 4. Em comparativo, foram realizadas iterações com os mesmos parâmetros, mas adicionalmente inserindo o recurso de “Face Sizing”, configurando o tamanho dos elementos finitos presentes nas superfícies de contato, tanto da aplicação da carga, quanto das aplicações das restrições, refinando os elementos com dimensões de 6mm até 1mm, com passos de 1mm.

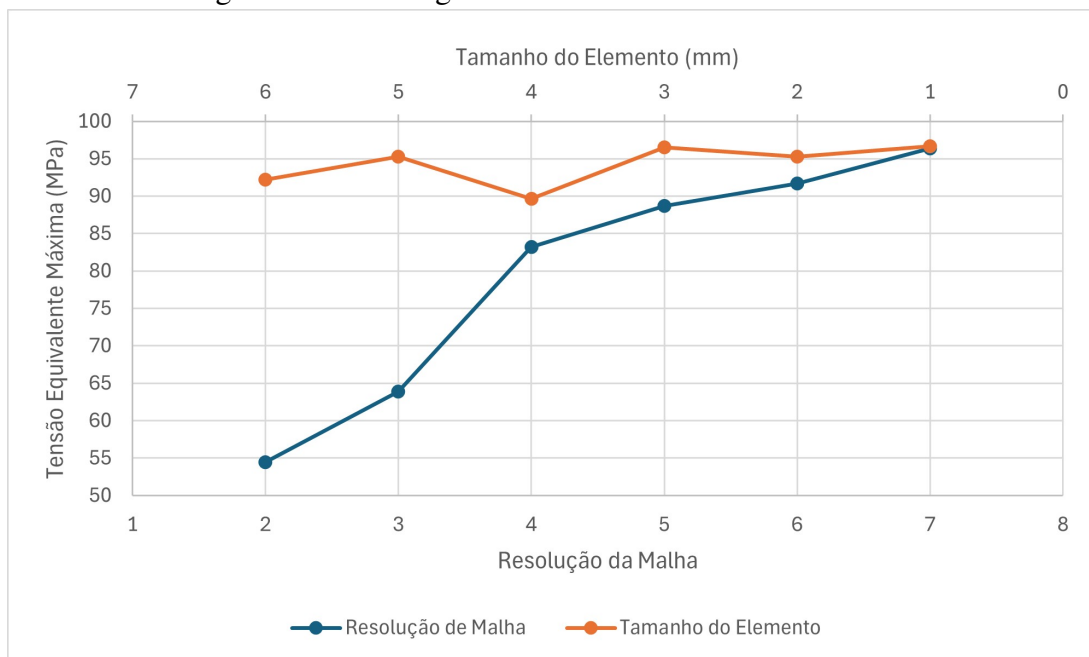
A configuração que apresentou a melhor convergência com a menor quantidade de elementos finitos e nós, conforme Figura 28 foi a que associou o parâmetro “Resolution” de 6 (seis) com o “Face Sizing” de 2mm, apresentando uma qualidade média de elementos de 0,778

Figura 27 – Malha padrão do ANSYS Mechanical.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Figura 28 – Convergência da malha de elementos finitos.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

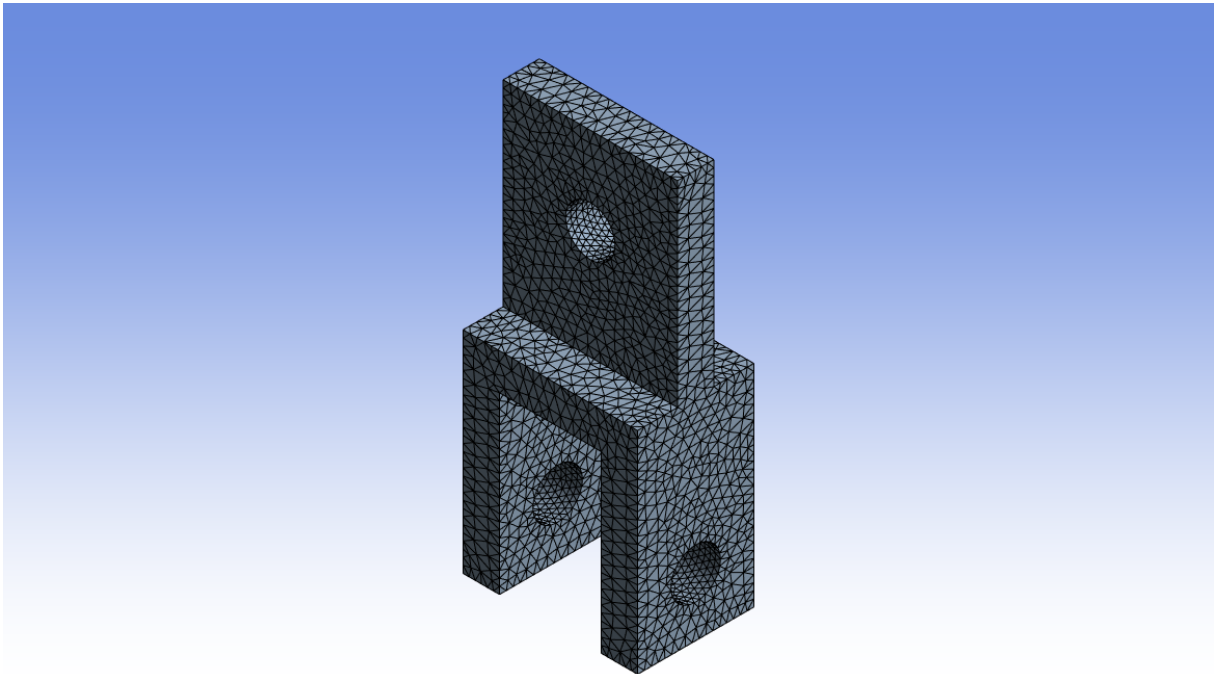
para uma malha de 19317 elementos e 32812 nós, conforme Figura 29.

Tabela 4 – Parâmetros de Face Sizing na adequação de malha.

Table of Design Points						
	A	B	C	D	E	F
1	Name	P14 - Face Sizing 2 Element Size	P16 - Bearing Load Y Component	P1 - Equivalent Stress Maximum	P2 - Safety Factor Minimum	P3 - Mesh Average
2	Units	mm	N	MPa		
3	DP 0	1	10000	96,701	11,996	0,77464
4	DP 1	2	10000	95,304	12,172	0,77792
5	DP 2	3	10000	96,615	12,006	0,77812
6	DP 3	4	10000	89,643	12,94	0,77326
7	DP 4	5	10000	92,229	12,577	0,77519
8	DP 5	6	10000	81,092	14,305	0,77127

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Figura 29 – Malha otimizada para a geometria inicial.

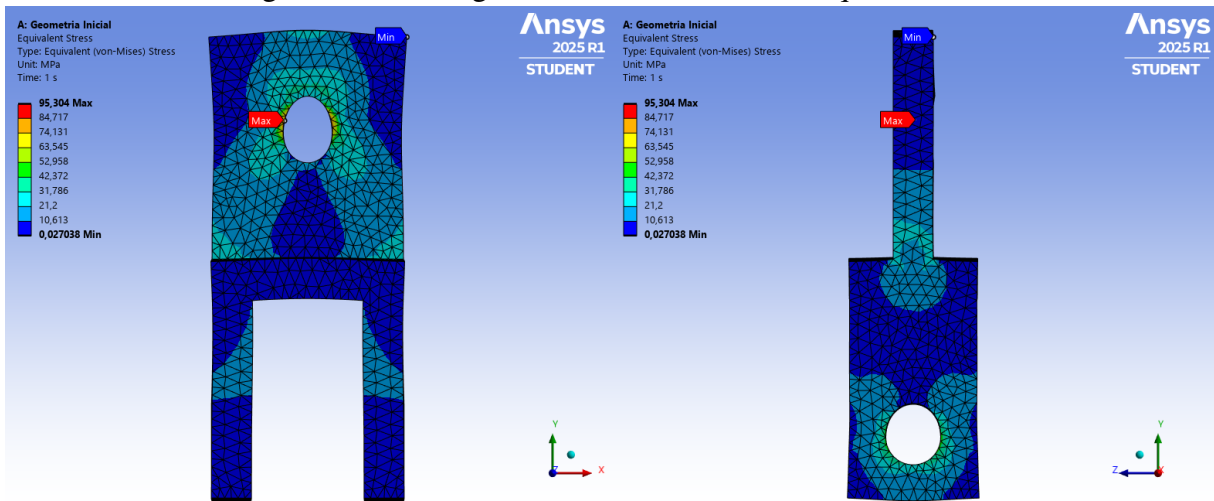


Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

4.6 Verificação Preliminar

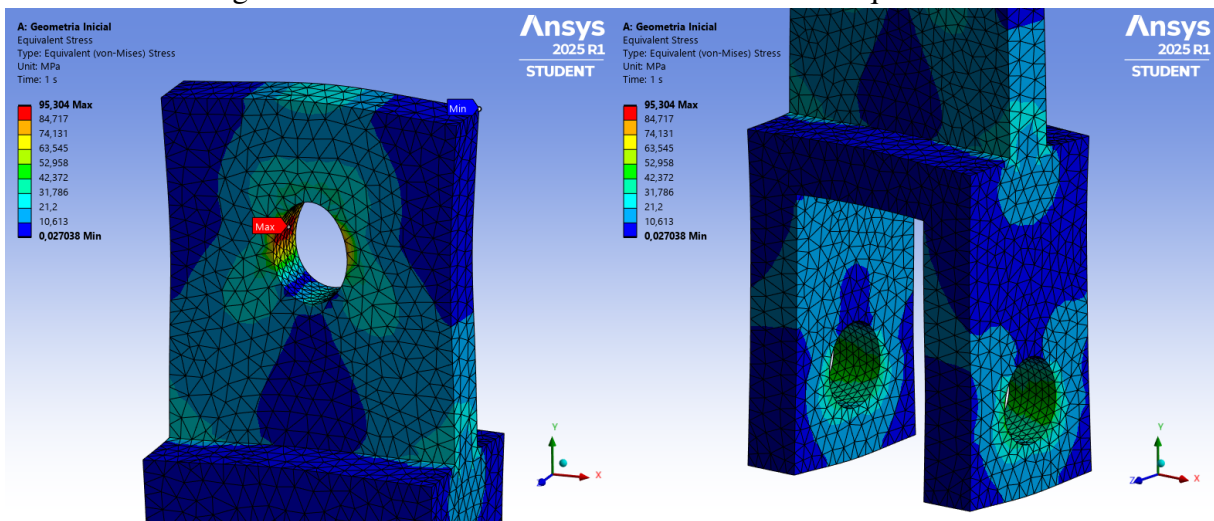
Após a convergência da malha de elementos finitos, o próximo passo é verificar a distribuição das tensões ao longo da geometria, conforme Figura 30. Os maiores valores, incluindo a máxima tensão equivalente, estão distribuídos nas superfícies de contato de carregamento e restrições, conforme Figura 31, se dissipando nas regiões periféricas e se distribuindo ao longo das regiões intermediárias. Essa verificação se faz necessária para a identificação dos pontos que são propícios a desviar dos critérios estabelecidos à medida que se realiza as iterações de aumento de carga nas próximas etapas de análise.

Figura 30 – Visão geral das tensões máximas equivalentes.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Figura 31 – Visão detalhada das tensões máximas equivalentes.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

4.7 Otimização de Geometria do Modelo

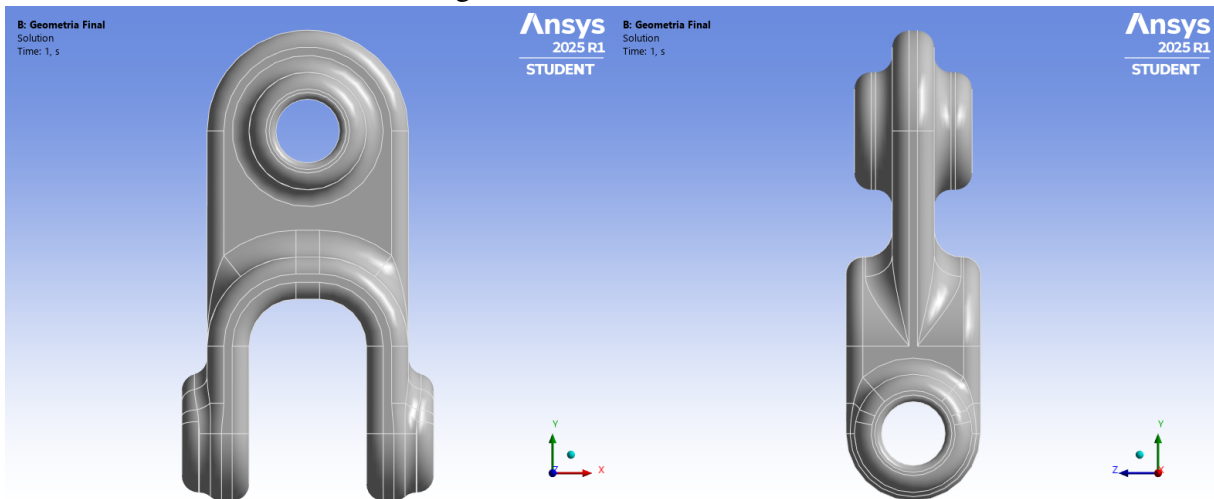
Levando em consideração as regiões de interesse do modelo, se faz necessário que alterações sejam feitas na forma geométrica do componente de modo a garantir um melhor desempenho nas próximas etapas da análise. Para a otimização de forma da manilha, foram aplicadas as seguintes modificações:

- Arredondamento das regiões que estão no raio de giro para todos os pontos de alojamento de pinos.
- Retirada de todos os cantos vivos, visando atenuar as descontinuidades de seção que podem gerar concentração de tensões além de possibilitar que a geometria seja compatível

com o processo de forjamento.

- Adição de anéis de reforço para as regiões (furos) próximas que receberão as cargas e restrições, aumentando as áreas de contato e dissipando as tensões internas que surjam em regiões imediatamente próximas, conforme princípio de Saint-Venant.

Figura 32 – Geometria final.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

A geometria resultante, conforme Figura 32, manteve a estrutura básica da geometria inicial e conseguiu permanecer dentro do parâmetro inicial de massa do componente, referenciado na Tabela 3, conforme Figura 33.

Figura 33 – Propriedades da geometria final.

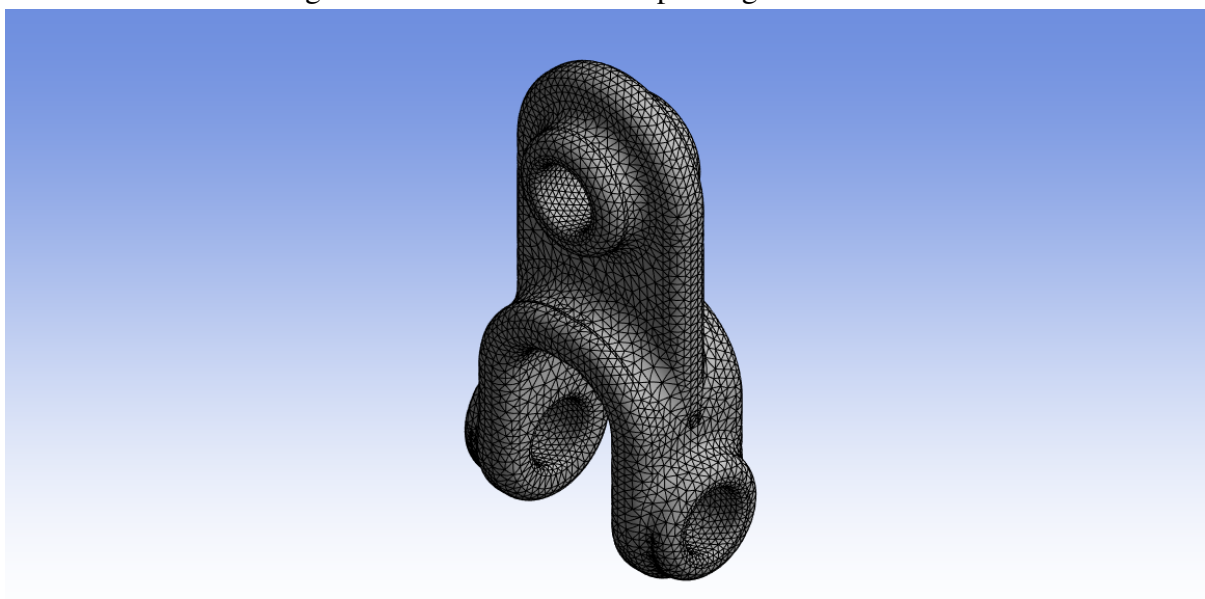
Details of "Part 1"	
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
Treatment	None
Material	
Assignment	AlSI 4340 Temperado Revenido 2
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
Bounding Box	
Properties	
Volume	1,3652e+005 mm ³
Mass	1,0716 kg
Centroid X	-1,0911e-003 mm
Centroid Y	7,7173 mm
Centroid Z	-6,5414e-005 mm
Moment of Inertia ...	1485,4 kg·mm ²
Moment of Inertia ...	519,38 kg·mm ²
Moment of Inertia ...	1817, kg·mm ²

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Aplicando-se as mesmas configurações definidas, a malha da geometria otimizada ficará

conforme mostra a Figura 34.

Figura 34 – Malha otimizada para a geometria final.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

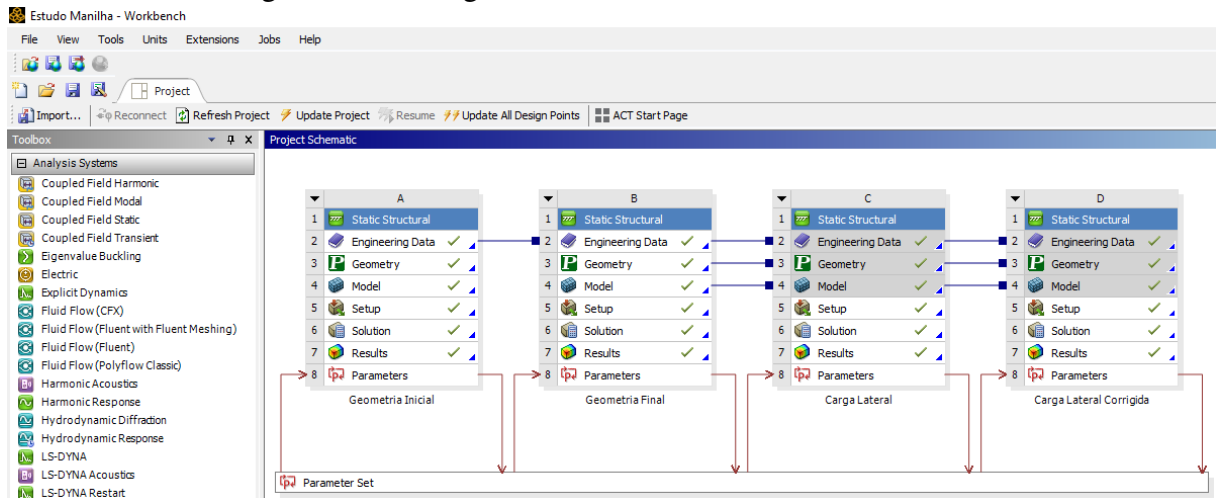
4.8 Realização da Análise

Após a otimização da geometria, foram realizadas as análises de carregamento de trabalho para que o componente seja classificado quanto à sua carga máxima de trabalho (WLL). Para essa classificação, foram realizados as seguintes análises:

- Capacidade de carga puramente de tração, que definirá qual será a carga máxima de trabalho (WLL) nominal da manilha.
- Capacidade de carga lateral, que definirá qual será a redução da carga máxima de trabalho (WLL), em função do ângulo formado entre o eixo de simetria e a carga aplicada.

O próprio ambiente do ANSYS Workbench oferece a possibilidade de criação de um fluxo de informações, como mostra a Figura 35, garantindo que todas as análises compartilhem os mesmos dados de engenharia, incluindo materiais, bem como todas aquelas que compartilham a mesma geometria final que será analisada, nos estudos de tração e carga lateral. Além de possibilitar a configuração dos parâmetros necessários durante as iterações do estudo.

Figura 35 – Fluxograma de análise do ANSYS Workbench.

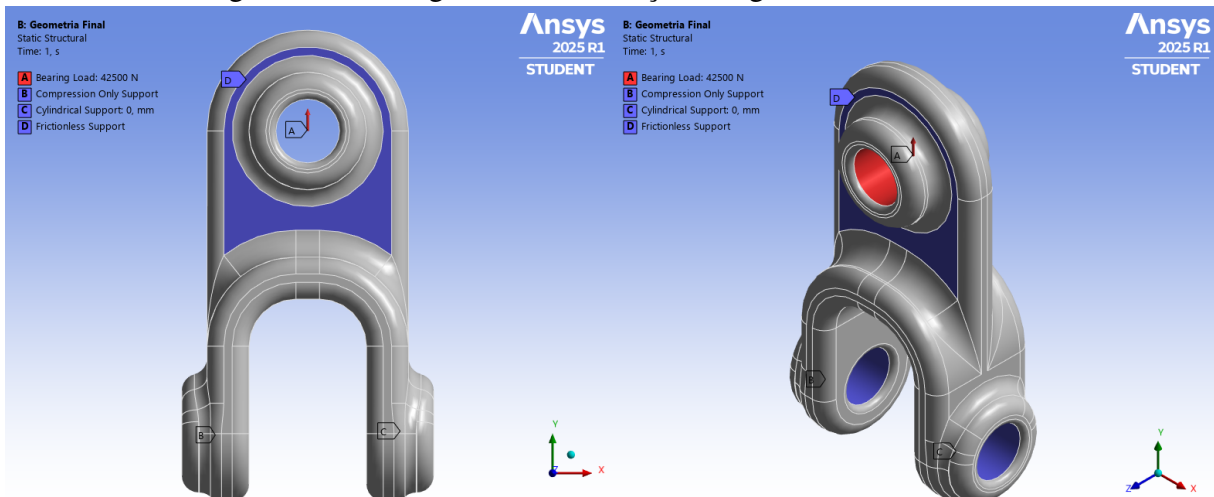


Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

4.8.1 Análise de Tração

A análise de tração visa observar o comportamento do componente submetido à uma carga axial ao seu eixo de simetria, de modo que as tensões máximas equivalentes estejam dentro da meta estabelecida para o fator de segurança. Conforme Figura 36, as restrições permanecem inalteradas em relação à geometria inicial, sendo modificados apenas os valores de carga de trabalho aplicados na análise, como indicado na Tabela 5.

Figura 36 – Carregamentos e restrições na geometria otimizada.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Tabela 5 – Parâmetros das iterações na análise de tração.

Table of Design Points						
	A	B	C	D	E	F
1	Name	P5 - Bearing Load Y Component	P6 - Bearing Load X Component	P9 - Equivalent Stress Maximum	P10 - Safety Factor Minimum	P21 - Total Deformation Maximum
2	Units	N	N	MPa		mm
3	DP 0	10000	0	52,242	15	0,011883
4	DP 1	20000	0	104,48	11,102	0,023766
5	DP 2	30000	0	156,73	7,4015	0,03565
6	DP 3	32500	0	169,79	6,8321	0,03862
7	DP 4	35000	0	182,85	6,3441	0,041591
8	DP 5	37500	0	195,91	5,9212	0,044562
9	DP 6	40000	0	208,97	5,5511	0,047533
10	DP 7 (Current)	42500	0	222,03	5,2246	0,050504
11	DP 8	45000	0	235,09	4,9343	0,053474

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

4.8.2 Análise de Carga Lateral

A análise de carga lateral busca identificar como será a redução da carga de trabalho para que as tensões máximas equivalentes permaneçam dentro da meta para o fator de segurança. Com base na recomendação de um fabricante de manilhas, como no anexo Capítulo 7, verificar se há perdas significativas de desempenho para solicitações de cargas que sejam aplicadas fora do eixo de simetria do componente. As iterações dessa análise utilizarão como parâmetro a maior carga axial obtida que atenda o fator de segurança 5:1 durante análise de tração. A variável será o ângulo α , como mostra a Figura 37, com valores entre 15 e 90 graus, com passos de 15 graus entre as iterações.

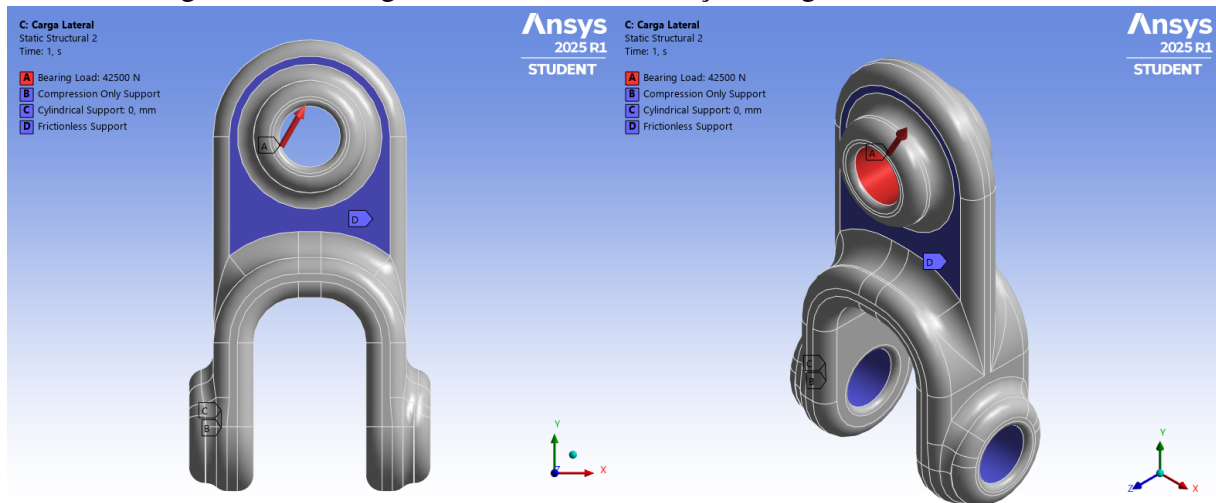
Os ângulos de aplicação das cargas foram obtidos através da decomposição dos carregamentos em componentes nos eixos y e x, conforme mostra a Tabela 6.

Tabela 6 – Parâmetros das iterações na análise de carga lateral.

Table of Design Points						
	A	B	C	D	E	F
1	Name	P11 - Bearing Load Y Component	P12 - Bearing Load X Component	P13 - Safety Factor Minimum	P15 - Equivalent Stress Maximum	P22 - Total Deformation Maximum
2	Units	N	N		MPa	mm
3	DP 0	41052	11000	3,5438	327,34	0,10366
4	DP 1	36806	21250	2,5319	458,15	0,17347
5	DP 2	30052	30052	2,0734	559,47	0,23163
6	DP 3	21250	36806	1,8617	623,1	0,27299
7	DP 4	11000	41052	1,7986	644,94	0,29456
8	DP 5	0	42500	1,8631	622,61	0,29499

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Figura 37 – Carregamentos laterais e restrições na geometria otimizada.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

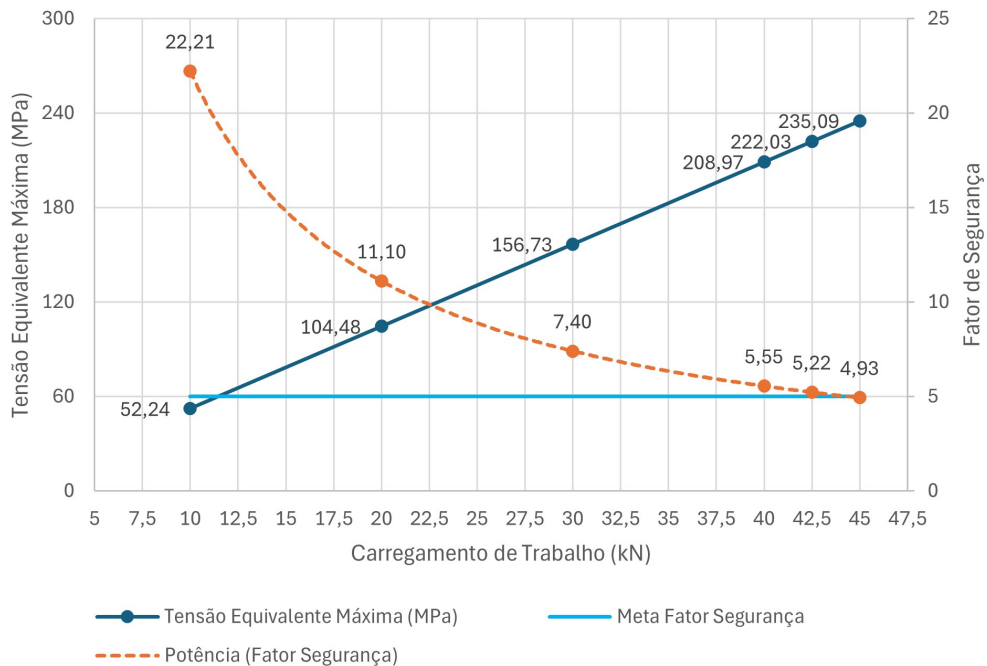
5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos nas simulações estruturais realizadas sobre a manilha. Primeiramente, analisam-se os efeitos da carga de tração, observando as regiões de maior tensão e os fatores de segurança associados. Em seguida, são apresentados os resultados da aplicação de carga lateral, avaliando o desempenho estrutural sob essa condição. Por fim, é realizada a classificação do componente com base nos critérios normativos e dados obtidos.

5.1 Carga de Tração

Uma série de iterações fizeram as análises para os carregamentos de trabalho a fim de encontrar o valor máximo que atenda o fator de segurança estabelecido de 5:1. Como mostra a Tabela 7, plotada na Figura 38, os resultados indicaram que a carga de trabalho de 42,5 kN resultou em uma tensão equivalente de Von Misses de 222,03 MPa e um fator de segurança mínimo de 5,22:1, podendo ser considerada a carga máxima de trabalho (WLL). As tensões equivalentes ao longo do componente podem ser observados na Figura 39 e Figura 40, mostrando uma distribuição mais homogênea.

Figura 38 – Carregamentos axiais finais.



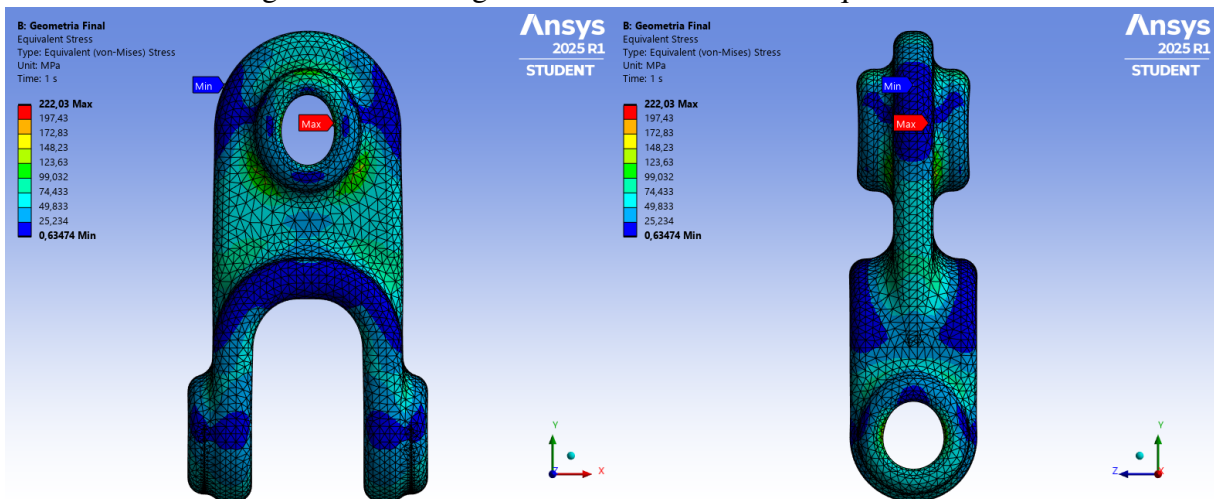
Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Tabela 7 – Carregamentos axiais finais.

Carregamento de Trabalho (kN)	Tensão Máxima Equivalente (MPa)	Fator de Segurança - FS
10	52,24	22,21
20	104,48	11,10
30	156,73	7,40
40	208,97	5,55
42,5	222,03	5,22
45	235,09	4,93

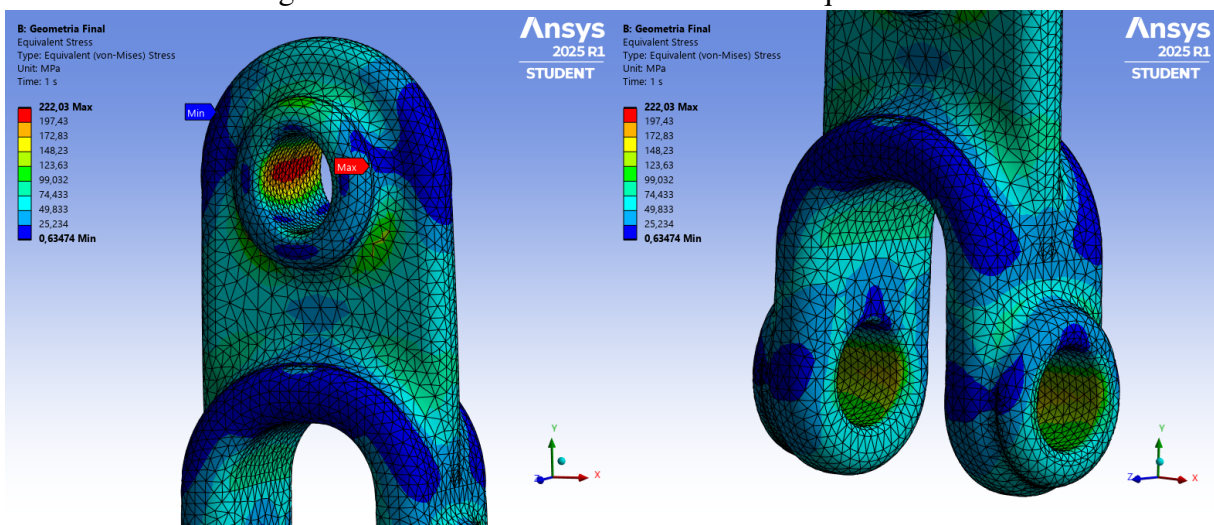
Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Figura 39 – Visão geral das tensões máximas equivalentes.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Figura 40 – Detalhes das tensões máximas equivalentes.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

É necessário que se avalie se o WLL encontrado é coerente com o que se espera do desempenho do componente. Uma maneira de se realizar isso é através da comparação indireta entre a massa do componente e seu WLL. Esta relação possibilita comparar o componente do estudo com suas contrapartes de mercado.

Utilizando de exemplo a manilha da Green Pin que possui WLL de 49 kN (5 toneladas), conforme anexo A e levando em consideração que o componente se equipara à utilização de 2 manilhas comerciais, temos o comparativo conforme Tabela 8. Indicando que o WLL encontrado é coerente.

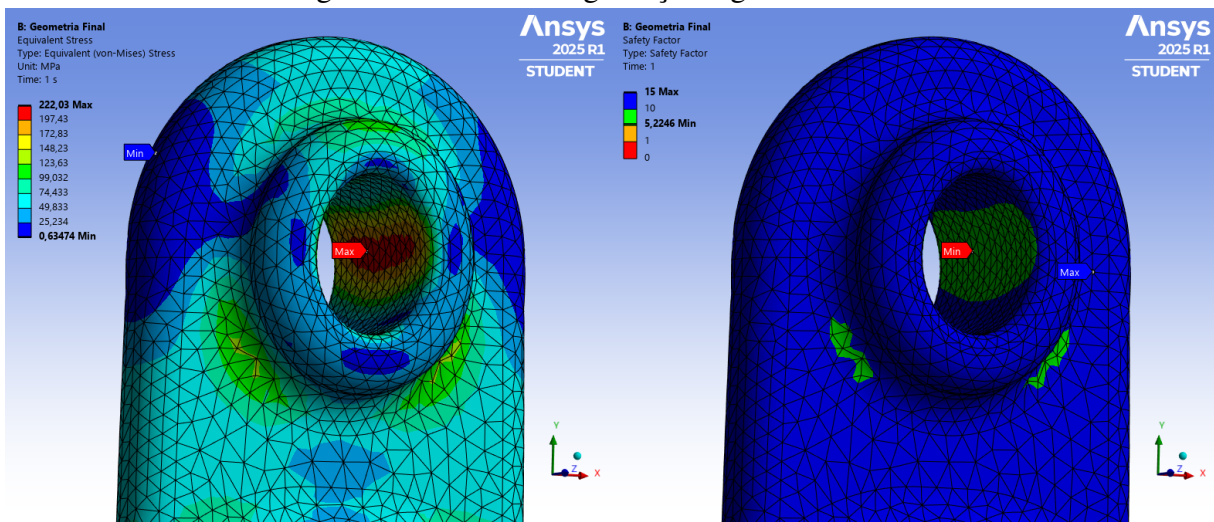
Tabela 8 – Comparativo da relação WLL x peso do componente.

Componente	WLL (kN)	Peso por unidade (kg)	Peso do conjunto (kg)	Relação kN/kg
Green Pin	49,0	0,63	1,26	38,88
Proposta	42,5	1,07	1,07	39,71

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

As maiores tensões equivalentes aparecem próximo às áreas de contato, com a tensão máxima equivalente aparecendo na face de contato do carregamento no furo superior, como mostra a Figura 40, bem como os fatores de segurança associados, indicados na Figura 41.

Figura 41 – Fator de segurança na geometria final.

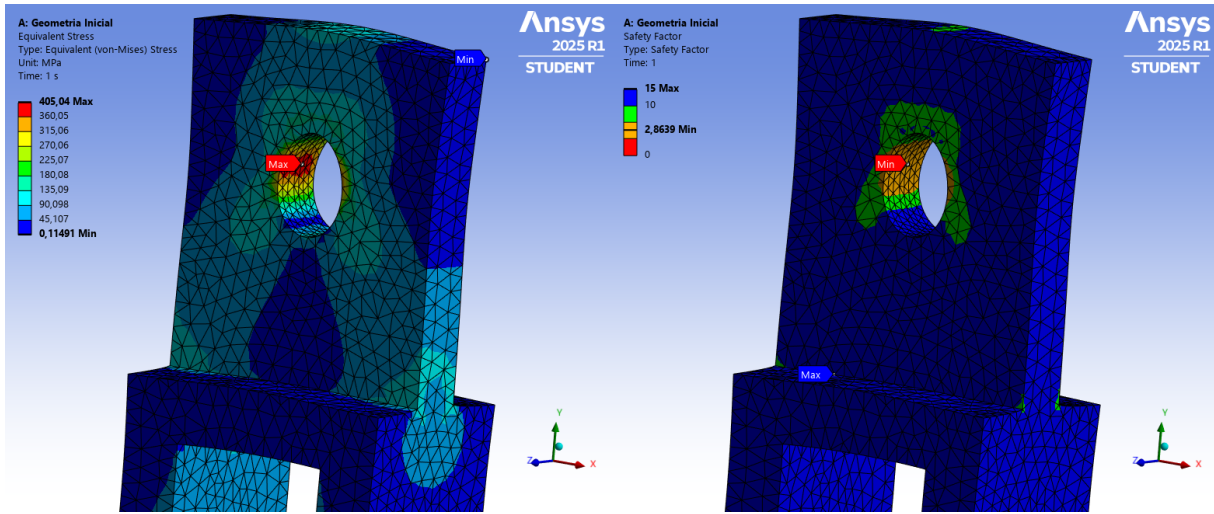


Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

A título de comparação, a carga de trabalho de 42,5 kN foi aplicada na geometria inicial. Os resultados mostram uma tensão equivalente de Von Mises de 405,04 MPa e um fator de segurança mínimo de 2,86:1, indicando uma perda de 46 % de capacidade para uma mesma

carga de trabalho, como mostra a Figura 42.

Figura 42 – Fator de segurança na geometria inicial.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

5.2 Carga Lateral

As iterações para carga lateral indicaram um aumento da tensão máxima equivalente à medida que o ângulo de carga α aumentava, fazendo com que o fator de segurança remanescente diminuísse, como mostra a Tabela 9, com uma estabilização do valor à partir dos sessenta graus.

Tabela 9 – Carregamentos laterais.

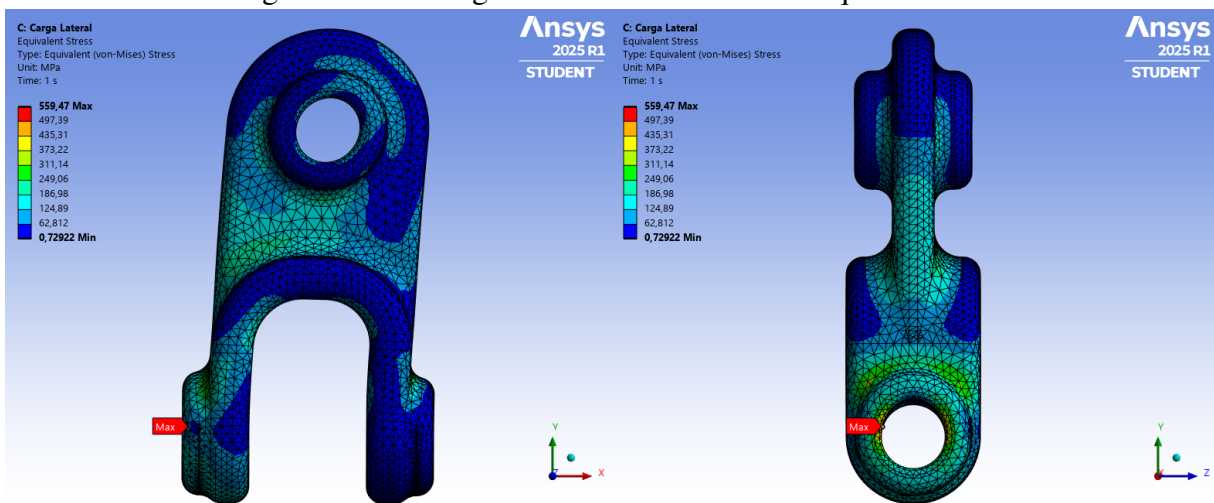
Ângulo α (graus)	Tensão Máxima Equivalente (MPa)	Fator de Segurança - FS	FS Remanescente (%)
15	327,34	3,54	71
30	458,15	2,53	51
45	559,47	2,07	41
60	623,10	1,86	37
75	644,94	1,80	36
90	622,61	1,86	37

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Como a carga de trabalho passa a ter um componente no eixo x, o tipo de sollicitação deixa de ser puramente de tração, mas uma combinação deste com um momento fletor associado, gerando uma tendência de giro do componente, como mostra a Figura 43. Isso gera uma distribuição assimétrica das tensões equivalentes ao longo do corpo, uma vez que esse momento

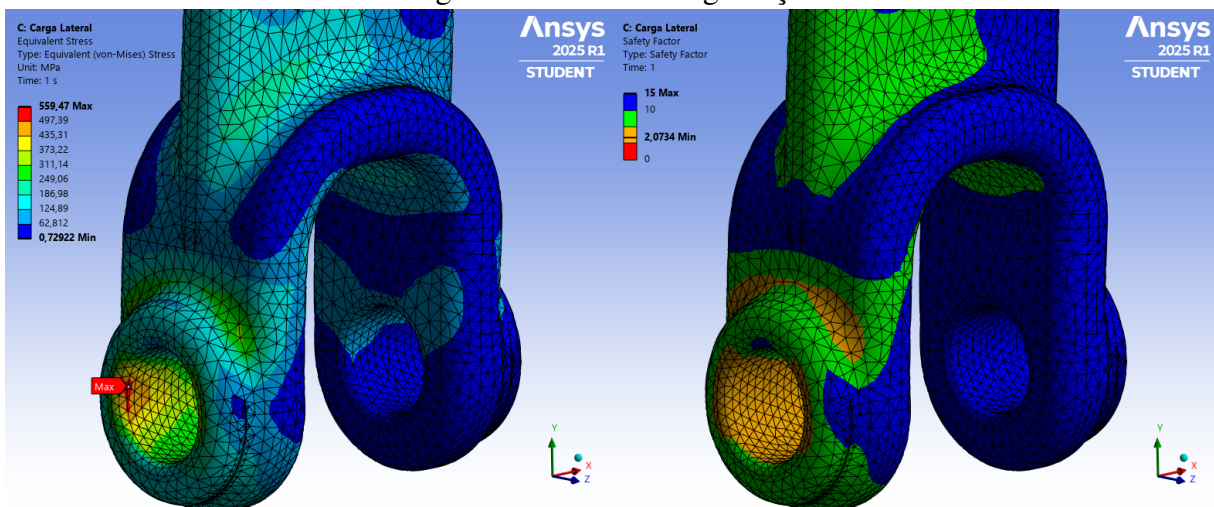
gera compressão no apoio inferior direito e tração apenas no apoio inferior esquerdo, que é a região onde aparecem as maiores tensões equivalentes. A tensão máxima equivalente aparece na parte mais externa da superfície de contato tracionada, como detalha a Figura 44. Isso ocorre uma vez que a tendência de giro do componente faz com que a solicitação de tração ao longo da superfície não seja uniformemente distribuída. Essa distribuição não uniforme pode ser verificada também ao longo da perna esquerda do componente, com uma concentração de tensões em diagonal ao longo dela.

Figura 43 – Visão geral das tensões máximas equivalentes.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Figura 44 – Fator de segurança.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Utilizando como base os dados de fator de segurança remanescente da Tabela 9, as cargas

de trabalho podem ser corrigidas utilizando a relação conforme equação 5.1:

$$\frac{WLL \text{ Remanescente}}{WLL \text{ de Trabalho}} = \frac{FS \text{ Remanescente}}{FS \text{ de Trabalho}} \quad (5.1)$$

Reorganizando os termos em função do WLL remanescente chegamos na equação 5.2:

$$WLL \text{ Remanescente} = \left(\frac{FS \text{ Remanescente}}{FS \text{ de Trabalho}} \right) WLL \text{ de Trabalho} \quad (5.2)$$

Ao se refazer as iterações de carga lateral com as cargas máximas de trabalho (WLL) corrigidas, obtém-se os dados indicados na Tabela 10:

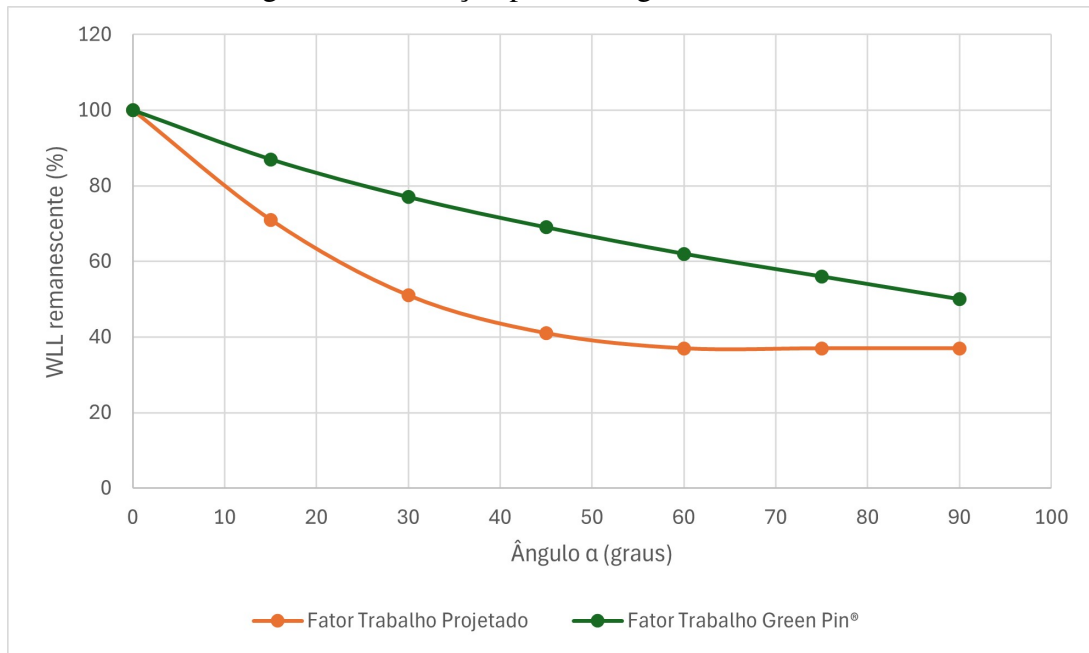
Tabela 10 – Carregamentos laterais corrigidos.

Ângulo α (graus)	WLL Corrigido (%)	WLL Corrigido (kN)	Tensão Máxima Equivalente (MPa)	Fator de Segurança - FS
15	71	30,10	231,82	5,00
30	51	21,50	232,12	4,99
45	41	17,60	231,63	5,01
60	37	15,81	231,80	5,00
75	36	15,81	239,91	4,84
90	37	15,81	231,61	5,01

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

Ao plotar estes dados, como mostra a Figura 45, utilizando-se como parâmetro de comparação o WLL remanescente (%) de manilhas comerciais, nesse caso as manilhas da da Green Pin[®], é possível perceber que há uma queda mais acentuada na capacidade de carga remanescente do componente. Uma hipótese razoável para essa perda de capacidade poderia ser o fato de que o corpo do componente é rígido, sem a presença de uma articulação intermediária característica da montagem corpo-corpo de duas manilhas convencionais. A ausência dessa articulação geraria um efeito braço de alavanca maior sobre os pontos de restrição, gerando assim um momento maior sobre estes pontos para uma mesma carga aplicada.

Figura 45 – Redução para carregamentos laterais.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

5.3 Classificação do Componente

Com os resultados obtidos nas análises anteriores, o próximo passo é definir os dados que indicarão os parâmetros de operação do componente em um catálogo, por exemplo. Serão essas informações que guiarão a escolha do usuário dentro de uma gama de opções em uma determinada linha de produto. Tendo em mente isso, é necessário que estas informações estejam em unidades que facilitem o entendimento do usuário ao consultar este catálogo. É o caso das cargas de trabalho durante o estudo, que foram consideradas em quilonewton, sendo esta uma unidade pouco intuitiva ao grande público. Dito isto, facilitará ao usuário que a carga máxima de trabalho (WLL) esteja em uma unidade equivalente. Pode-se convertê-la para uma força peso por exemplo, em tonelada, em uma razão com a aceleração da gravidade conforme equação 5.3:

$$WLL = \frac{42,5kN}{9,81m/s^2} \approx 4,3t \quad (5.3)$$

Esta informação combinada com os demais parâmetros do componente, como mostra a Tabela 11, fornecem ao usuário as características básicas para a operação do componente.

É de extrema importância também que o usuário tenha conhecimento das limitações do componente. Portanto, fornecer um guia de referência de redução da carga máxima de trabalho,

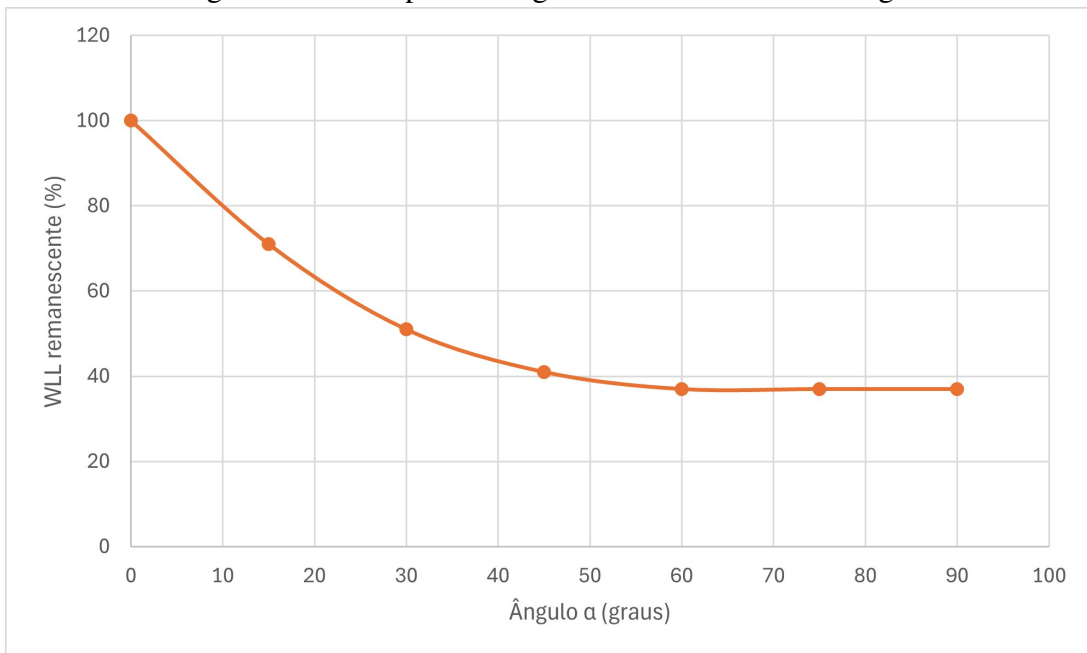
Tabela 11 – Parâmetros finais.

Carga Máxima de Trabalho WLL (t)	Peso por unidade (kg)	Fator de segurança - FS	Diâmetro do Pino (mm)
4,3	1,1	5:1	19

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

como mostra a Figura 46, para situações de operação que se caracterizem como carga lateral, auxiliará que a aplicação do componente esteja dentro dos parâmetros nominais e de segurança estabelecidos. A compilação destes dados gera a documentação técnica básica como mostra o apêndice C, com informações assertivas e claras dos parâmetros deste componente. Em adição a esses dados, a apresentação de um modelo renderizado, como mostra o apêndice D, possibilita uma visão de como seria o componente sem a necessidade de construí-lo fisicamente.

Figura 46 – Guia para carregamentos laterais no catálogo.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo principal determinar, por meio da análise estática utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF), a Carga Limite de Trabalho (WLL) de uma manilha de içamento, utilizando o software ANSYS Workbench como ferramenta de simulação. A aplicação de um fator de segurança de 5:1, conforme práticas consagradas na indústria de movimentação de cargas, garantiu uma abordagem conservadora e coerente com os requisitos de segurança do setor.

A modelagem tridimensional da manilha, realizada com base em geometrias típicas do mercado, e a adoção do aço AISI/SAE 4340 como material estrutural permitiram representar com precisão um componente realista e com propriedades mecânicas adequadas a aplicações severas. As simulações contemplaram diferentes condições de carregamento, incluindo esforços axiais e laterais, permitindo também a verificação do fator de redução de carga em situações excêntricas.

Um dos principais diferenciais deste estudo foi a otimização da geometria da manilha, fundamentada nos princípios de concentração de tensões e no princípio de Saint-Venant, o que resultou em uma distribuição mais uniforme dos esforços e na minimização de pontos críticos de tensão. Como resultado, foi possível obter um valor otimizado de WLL de 42,5 kN, equivalente a 4,3 toneladas, unidade comumente utilizada por fabricantes do setor.

A metodologia adotada demonstrou ser capaz de fornecer subsídios técnicos sólidos para o dimensionamento seguro da manilha, alinhando rigor analítico com critérios normativos e práticos. Dessa forma, conclui-se que a abordagem desenvolvida contribui não apenas para a segurança operacional, mas também para o aprimoramento de processos de projeto na engenharia mecânica, podendo ser ampliada para o estudo de outros dispositivos sujeitos a condições críticas de carregamento.

7 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

- **Levantamento de Custos:** Propõe-se uma análise econômica completa do processo de forjamento, calculando todos os custos envolvidos - desde a matéria-prima e a fabricação das matrizes até as operações e tratamentos posteriores - para determinar o custo final por peça e confirmar a viabilidade financeira do projeto.
- **Simulação de Forjabilidade:** Sugere-se o uso de simulação computacional para analisar o processo de forjamento, a fim de prever o fluxo do material, evitar defeitos, otimizar parâmetros e garantir que o componente final atinja as propriedades mecânicas e a integridade estrutural desejadas.
- **Análise Topológica:** Recomenda-se a aplicação da otimização topológica para redesenhar o componente, buscando reduzir seu peso ao máximo sem comprometer a capacidade de carga (WLL). Este método utiliza algoritmo para encontrar a distribuição de material mais eficiente, gerando um design mais leve.

REFERÊNCIAS

ALTAN, Taylan; NGAILE, Gracious; SHEN, Gangshu. **Cold And Hot Forging: Fundamentals And Applications**. Materials Park: ASM International, 2004.

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. 6. ed. São Paulo, SP: Érica, 2013.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM A29/A29M - Standard specification for steel bars, carbon and alloy, hot-wrought, general requirements for**. West Conshohocken, 2015.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B30.26: Rigging hardware**. New York, 2015.

ASM INTERNATIONAL. **Metals handbook. Vol. 1: Properties and selection: irons, steels, and high-performance alloys**. 10. ed. Materials Park: ASM International, 1990.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13545: Movimentação de cargas - Manilhas**. Rio de Janeiro, 1999.

AZEVEDO, Alvaro Ferreira Marques. **Método dos Elementos Finitos**. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003. Disponível em: https://www.alvaroazevedo.com/publications/books/livro_mef_aa_1ed/doc/livro_mef_aa.pdf. Acesso em: 09 de maio de 2025.

BEER, Ferdinand P.; E. RUSSELL JOHNSTON, Jr.; DEWOLF, John T.; MAZUREK, David. F. **Mechanics of Materials**. 7. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2014.

BRASIL. **NR 11 - Transporte, movimentação, armazenagem e manuseio de materiais**. [S. l.: s. n.], 2016. Disponível em: <https://www.gov.br/trabalho-e-emprego/pt-br/aceso-a-informacao/participacao-social/conselhos-e-orgaos-colegiados/comissao-tripartite-partitaria-permanente/normas-regulamentadora/normas-regulamentadoras-vigentes/nr-11-atualizada-2016.pdf>. Acesso em: 08 de junho de 2025.

BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre, RS: AMGH, 2016.

CALLISTER, William D. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 9. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2016.

CORREA MARQUES, Sara; LIMA MOLTER, Debora; DOS S. ALMEIDA, Laryssa; SILVA DOS SANTOS, Dilson. The influence of the experimental methodology on evaluating the

hydrogen embrittlement susceptibility of AISI 4340 steel manufactured by different routes. **Engineering Failure Analysis**, v. 162, p. 108361, 2024.

CROSBY. **Crosby/Gunnebo Industries Metric online catalog**. [S. l.]: Crosby, 2023. Disponível em: <https://catalog.thecrosbygroup.com/metric-catalog-2022.html>. Acesso em: 08 de junho de 2025.

GREEN PIN. **Catálogo de produtos Green Pin**. [S. l.]: Green Pin, 2019. Disponível em: https://www.greenpin.com/sites/default/files/2021-12/PT_Green%20Pin%20C2%AE%20Product%20Catalogo%202019.pdf. Acesso em: 09 de maio de 2025.

HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo, SP: Pearson, 2009.

KALPAKJIAN, Serope; SCHMID, Steven R. **Manufacturing Engineering and Technology**. 8. ed. New York: Pearson, 2020.

MIRLISENNA, Giuseppe. **Método dos Elementos Finitos: o que é?** [S. l.]: ESSS, 2016. Disponível em: <https://www.esss.com/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>. Acesso em: 09 de maio de 2025.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PINTO FILHO, Rômulo Rossi. **Concepção, projeto e otimização de uma estrutura para aplicação em veículo de uso misto**. 2004. f. 187. Diss. (Mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

RUD. **Catálogo técnico: pontos de içamento**. [S. l.]: RUD, 2024. Disponível em: <https://www.rud.com.br/pdf/catalogo-pontos-icamento.pdf>. Acesso em: 08 de junho de 2025.

SOUZA, Remo Magalhães de. **O método dos elementos finitos aplicado ao problema de condução de calor**. [S. l.]: Belém: Universidade Federal do Pará, 2003. Disponível em: <https://www.inf.ufes.br/~luciac/fem/livros-fem/ApostilaElementosFinitosNiCAE.pdf>. Acesso em: 09 de maio de 2025.

TEIXEIRA-DIAS, F.; CRUZ, J. Pinho da; VALENTE, R.A. Fontes; SOUSA, R.J. Alves de. **Método dos Elementos Finitos – Técnicas de Simulação Numérica e Engenharia**. Aveiro: ETEP, 2010.

VAZ, Luiz Eloy. **Método dos elementos finitos em análise de estruturas**. Rio de Janeiro, RJ: Elsevier, 2011.

ZHANG, Weifang; WANG, Hongxun; ZHANG, Jingyu; DAI, Wei; HUANG, Yuanxing. Brittle Fracture Behaviors of Large Die Holders Used in Hot Die Forging. **Metals**, v. 7, n. 6, p. 198, 2017.

APÊNDICE A - PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AISI/SAE 4340

Figura 47 – Propriedades do material no ANSYS Mechanical.

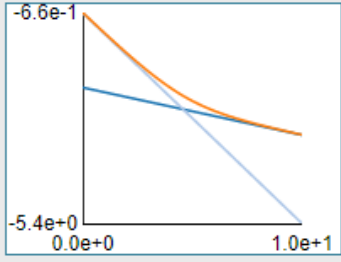
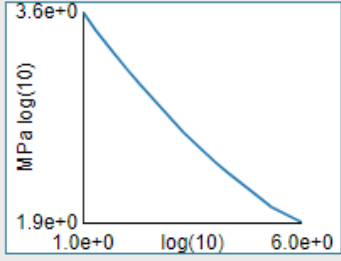
Engineering Data: Material View

AISI 4340 Temperado Revenido 2

AISI 4340 Steel, oil quenched 845°C (1550°F), 540°C (1000°F) temper

Density	7,85e-06 kg/mm ³
---------	-----------------------------

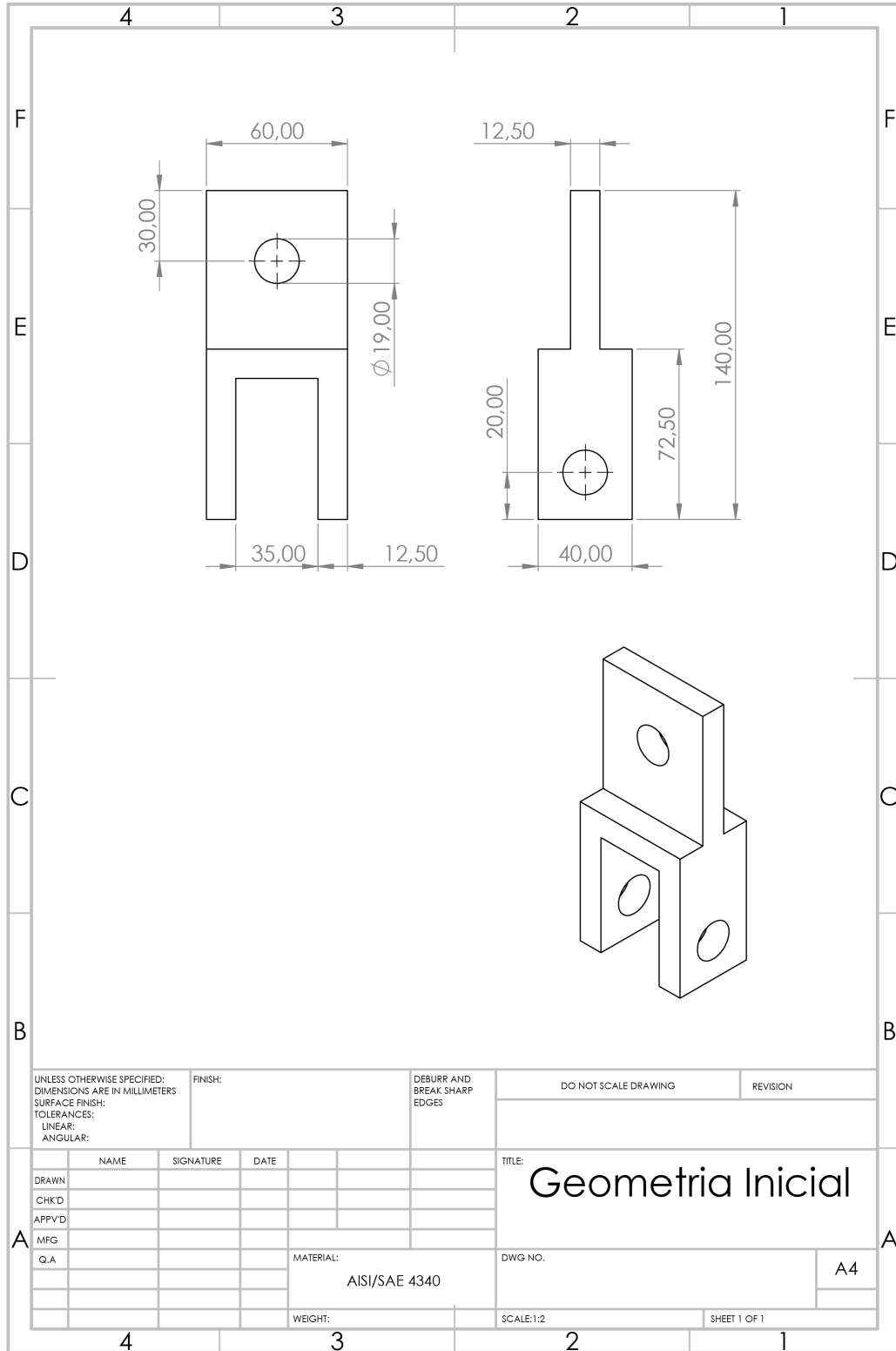
Structural

Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+05 MPa
Poisson's Ratio	0,29000
Bulk Modulus	1,5873e+05 MPa
Shear Modulus	77519 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1,2e-05 1/°C
Compressive Ultimate Strength	0 MPa
Compressive Yield Strength	0 MPa
Strain-Life Parameters	
S-N Curve	
Tensile Ultimate Strength	1240,0 MPa
Tensile Yield Strength	1160,0 MPa

Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

APÊNDICE B - GEOMETRIA INICIAL DO COMPONENTE

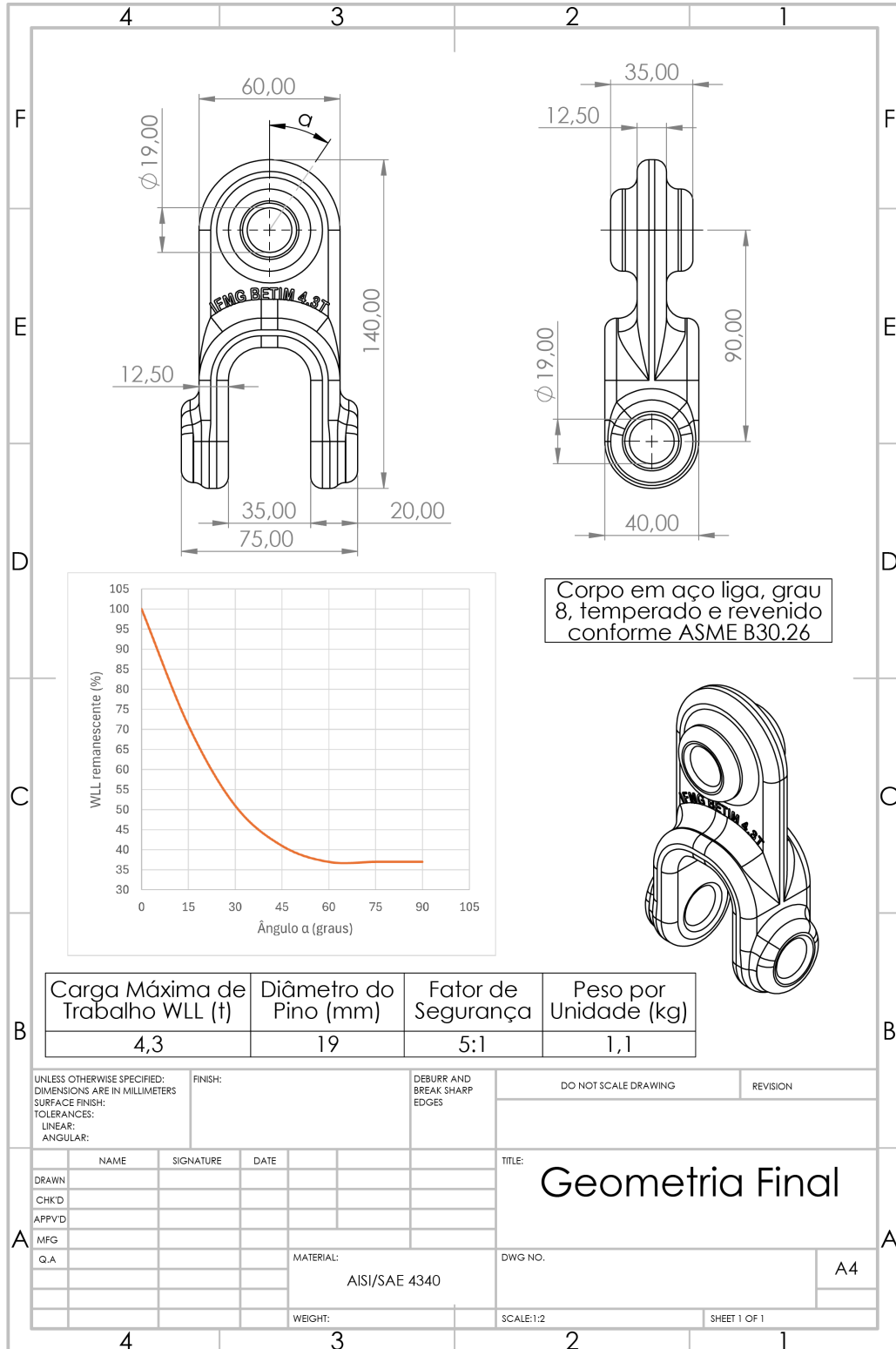
Figura 48 – Geometria Inicial do Componente.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

APÊNDICE C - GEOMETRIA FINAL DO COMPONENTE

Figura 49 – Geometria Final do Componente.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

APÊNDICE D - RENDERIZAÇÃO DO COMPONENTE

Figura 50 – Renderização do Componente.



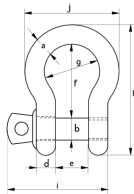
Fonte: Elaborado pelo autor, 2025.

ANEXO A - CATÁLOGO MANILHA GREEN PIN.

Figura 51 – Manilha comercial.



G-5261



Green Pin Super® Manilha curva SC

Manilha curva grau 8 com pino rosqueado

- **Material:** corpo e pino em aço liga, grau 8, temperado e revenido
- **Fator de Segurança:** MBL é igual a 5 x WLL
- **Norma:** ASME B30.26 e atende aos requisitos de desempenho da US Fed. Spec. RR-C-271 Tipo IVA Classe 2, grau B
- **Acabamento:** galvanizado a quente
- **Faixa de temperatura:** -20°C até +200°C
- **Certificação:** 2.1 2.2 3.1 MTC* CE ABS PDA ABS MA

carga máxima de trabalho	diâmetro	diâmetro	diâmetro	largura	largura	comprimento	largura	comprimento	comprimento	largura	peso
	diâmetro	do pino	do olhal	do olhal	interna	interno	do corpo	mento	do parafuso		por unidade
t	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	kg
3.3	13.5	16	34	13	22	51	32	89	73	58	0.36
5	16	19	40	16	27	64	43	110	89	75	0.63
7	19	22	46	19	31	76	51	129	103	89	1.01
9.5	22	25	52	22	36	83	58	144	119	102	1.5
12.5	25	28	59	25	43	95	68	164	137	118	2.21

Em polegadas

carga máxima de trabalho	diâmetro	diâmetro	diâmetro	largura	largura	comprimento	largura	comprimento	comprimento	largura	peso
	diâmetro	do pino	do olhal	do olhal	interna	interno	do corpo	mento	do parafuso		por unidade
t	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	lbs
3.3	1/2	5/8	1 11/32	1/2	7/8	2	1 1/4	3 1/2	2 7/8	2 9/32	0.79
5	5/8	3/4	1 9/16	5/8	1 1/16	2 11/32	1 11/16	4 11/32	3 1/2	2 15/16	1.38
7	3/4	7/8	1 13/16	3/4	1 7/32	3	2	5 1/32	4 1/16	3 1/2	2.22
9.5	7/8	1	2 1/16	7/8	1 13/32	3 9/32	2 9/32	5 21/32	4 11/16	4 1/32	3.31
12.5	1	1 1/8	2 3/16	1 1/2	1 11/16	3 3/4	2 11/16	6 13/32	5 13/32	4 21/32	4.86

CAD RFID

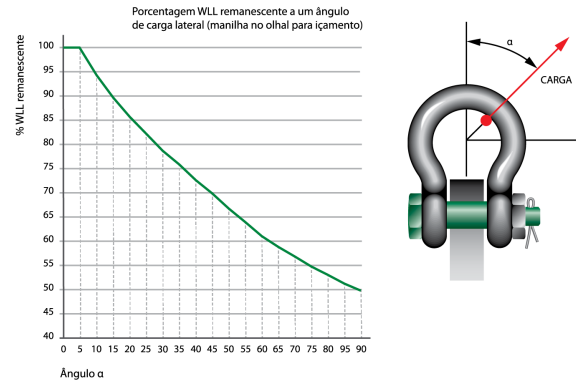


ANEXO B - FATOR DE CARGA LATERAL.

Figura 52 – Carga Lateral.

Cargas laterais

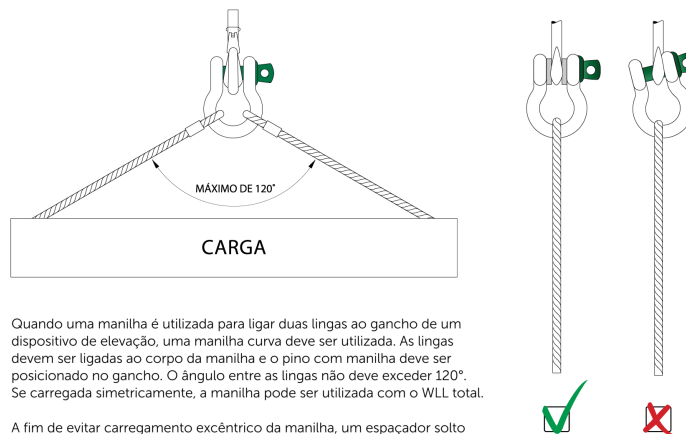
Cargas laterais devem ser evitadas, uma vez que os produtos não são projetados para este fim. Se cargas laterais não puderem ser evitadas, o WLL da manilha deve ser reduzido:



Este gráfico é válido para quase todas as manilhas Green Pin®, exceto para Manilhas ROV (P-5363 e P-5367). Estas manilhas são apenas para uso em linha. O gráfico também não é válido para Manilhas Green Pin® Sling (P-6033 e P-6013) e Manilhas Green Pin Power Sling® (P-6043). Se você deseja aplicar uma carga lateral em uma Manilha Green Pin® Sling ou uma Manilha Green Pin Power Sling®, entre em contato com a Van Beest.

Elevação em linha é considerada uma carga perpendicular em relação ao pino e o arco do corpo da manilha. Os ângulos de carga no gráfico representam os ângulos de desvio do carregamento em linha.

Ao ligar manilhas a lingas de múltiplas pernas, leve em consideração o efeito do ângulo entre as pernas da linga. Conforme o ângulo aumenta, a carga na perna da linga também o faz e, conseqüentemente, em qualquer manilha presa aquela perna.



A fim de evitar carregamento excêntrico da manilha, um espaçador solto pode ser utilizado em qualquer uma das extremidades do pino com manilha. Não reduza a largura da boca da manilha soldando arruelas ou espaçadores à parte interna dos olhais da manilha ou estreitando a boca, pois isto afetará o WLL da manilha.