

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

VINÍCIUS DE JESUS BERCI DA CRUZ

OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA APLICADA A SISTEMA DE ELEVAÇÃO DE CARGA

GUARAPUAVA

2022

VINÍCIUS DE JESUS BERCI DA CRUZ

OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA APLICADA A SISTEMA DE ELEVAÇÃO DE CARGA

TOPOLOGY OPTIMIZATION APPLIED TO A LOAD LIFTING SYSTEM

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Luan José Franchini Ferreira

GUARAPUAVA

2022



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, para fins não comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

VINÍCIUS DE JESUS BERCI DA CRUZ

OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA APLICADA A SISTEMA DE ELEVAÇÃO DE CARGA

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 07/12/2022

Professor Ms. Luan José Franchini Ferreira
Mestre
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Professor Dr. Ricardo Vinícius Bubna Biscaia
Doutor
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Professor Dr. David Lira Nunez
Doutor
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

GUARAPUAVA

2022

AGRADECIMENTOS

Este corrente texto não é suficiente para citar todas as pessoas que participaram e me ajudaram durante o período acadêmico. Desta forma, deixo uma lembrança de carinho a todos aqueles que eu de esquecer.

Agradeço ao meu orientador Prof. Ms. Luan José Franchini Ferreira, pela sabedoria e companheirismo ao longo deste trabalho.

Um enorme agradecimento vai também para minha família que sempre foi fonte de inspiração e sustento emocional e financeiro, sem eles nada disso seria possível.

Gostaria de deixar registrado também, o meu reconhecimento à minha família e namorada, pois acredito que sem o apoio deles seria muito difícil vencer esse desafio.

Enfim, a todos os que por algum motivo contribuíram para a realização desta pesquisa, todos servidores da UTFPR que em algum momento me ajudaram no processo.

RESUMO

A otimização de elementos mecânicos como os ganchos de levantamento vem se tornando recorrente em diversos estudos. Os avanços nos softwares de engenharia de desenho assistido por computador (CAD) e de simulação estrutural possibilitam melhor eficiência nestes estudos. O objetivo do estudo é a utilização de ferramentas como o Método dos Elementos Finitos e a otimização topológica para alterar o peso do elemento original e manter suas propriedades mecânicas, desta forma haverá economia de recursos energéticos e de matéria-prima. A metodologia do trabalho inicia com a modelagem em CAD de um gancho de içamento segundo a NBR 10070, este modelo padrão será a base de comparação para os modelos otimizados. Junto a NBR 10070 a NBR 8400 partes 1, 2 e 3 servirá de base para definir a carga de içamento do gancho, condições de fixação, propriedades mecânicas e todos os outros requisitos necessários. Após a modelagem o software ANSYS será utilizado para obtenção de informações como valores de tensão para a falha estática, expectativa da vida da fadiga do gancho e para realizar a própria otimização topológica. Foram gerados 3 elementos, o padrão da norma, otimizado pelo ANSYS e uma nova modelagem. O elemento final apresentou redução de massa de 38,22% com fator de segurança de 6,5.

Palavras-chave: otimização topológica; ANSYS; Método dos Elementos Finitos; ganchos; NBR 10070.

ABSTRACT

The optimization of mechanical elements such as lifting hooks has become recurrent nowadays. The improvement on engineering software's as Computer aided design (CAD) and structural simulation enable a better efficiency in these studies. The objective of the study is to use tools such as the Finite Element Method and topological optimization to change the standard hook weight while maintaining its mechanical properties, thus saving energy and feedstock. The methodology of the study starts from the CAD modeling of a lifting hook according to NBR 10070, this standard model will be the basis of comparison for the optimized models. Along with NBR 10070, NBR 8400 parts 1, 2 and 3 will serve as the basis for defining the hook lifting load, fixing conditions, mechanical properties, and all other necessary requirements. After modeling, the ANSYS software will be used to obtain information such as stress values for static failure, life expectancy of hook fatigue and to perform the topological optimization itself. 3 elements were generated, the norm standard, optimized by ANSYS and a new modeling. The final element showed a mass reduction of 38.22% with a safety factor of 6.5.

Keywords: topological optimization; ANSYS; finite element analysis; lifting hooks; NBR 10070.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Gancho simples tipo MFRP	20
Figura 2 – Ganchos simples tipo MFRP	20
Figura 3 – Dimensões dos ganchos simples tipo MFRP	21
Figura 4 – Dimensões dos ganchos simples tipo MFR	21
Figura 5 – Gancho simples tipo MT	22
Figura 6 – Ganchos simples tipo MTR	22
Figura 7 – Dimensões dos ganchos simples tipo MT e MTR	23
Figura 8 – Partes usinadas dos ganchos simples do tipo MR, MFRP, MFR, MT e MTR	23
Figura 9 – Detalhe “X” das partes usinadas dos ganchos simples dos tipos MR, MFRP, MFR, MT e MTR	24
Figura 10 – Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MR, MFRP, MFR, MT e MTR – parte 1	24
Figura 11 - Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MR, MFRP, MFR, MT e MTR – parte 2	25
Figura 12 - Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MR, MFRP, MFR, MT e MTR – parte 3	25
Figura 13 – Gancho duplo dos tipos MF e MT	26
Figura 14 – Gancho duplo dos tipos MFR e MTR	26
Figura 15 – Dimensões dos ganchos duplos dos tipos MF, MFR, MT e MTR	27
Figura 16 – Partes usinadas dos ganchos duplos dos tipos MF, MT, MFR e MTR	28
Figura 17 - Detalhe “X” das partes usinadas dos ganchos simples dos tipos MF, MT, MFR e MTR	28
Figura 18 - Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MF, MT, MFR e MTR – parte 1	29
Figura 19 - Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MF, MT, MFR e MTR – parte 2	29
Figura 20 - Propriedades mecânicas dos ganchos de levantamento	30
Figura 21 – Capacidade de elevação dos ganchos de acordo com a NBR 10070	30
Figura 22 – Gancho simples – seções	31
Figura 23 - Tensão normal	32
Figura 24 – Tensão de cisalhamento	33
Figura 25 – Estado geral de tensões	34
Figura 26 – Viga curva com seção transversal retangular	34
Figura 27 - (a) – Vida por fadiga do modelo padrão; (b) Dano do modelo padrão; (c) Fator de segurança no modelo padrão	36
Figura 28 – Concentrações de tensão na aresta de um furo elíptico de uma placa	39
Figura 29 – Energia de deformação interna de uma peça deformada	41

Figura 30 – Elipse de energia de distorção no caso 2D normalizada para a tensão de escoamento do material	42
Figura 31 – (a) Tensão alternada; (b) Tensão repetida; (c) Tensão pulsante	43
Figura 32 – Diagrama S-N do aço UNS G41 300.....	44
Figura 33 – Diagrama de Goodman modificado.....	45
Figura 34 – Evolução histórica da velocidade dos computadores.....	46
Figura 35 – Tensão axial aplicada em uma placa com furo	47
Figura 36 – Placas com furos com elementos finitos	47
Figura 37 – Exemplares de elementos finitos.....	48
Figura 38 – Objeto mecânico discretizado com elementos triangulares	49
Figura 39 – x^* como valor mínimo e máximo para $f(x)$ e $-f(x)$	53
Figura 40 – (a) Otimização dimensional; (b) Otimização de forma; (c) Otimização topológica	58
Figura 41 – Tensões aplicada a um freio de veículo automotivo.....	58
Figura 42 – Locais possíveis para remoção de material	59
Figura 43 – Freio após remoção de material.....	59
Figura 44 – Valores discretos na otimização topológica	61
Figura 45 – Fluxograma de trabalho	62
Figura 46 – Gancho do tipo MT n° 20	63
Figura 47 – Classe de funcionamento.....	64
Figura 48 – Guia para escolha da classe de funcionamento e estado de solicitação.....	65
Figura 49 – Elementos tetraédricos.....	66
Figura 50 – Detalhes da malha	66
Figura 51 – Gancho com aplicação de malha tetraédrica e Patch Independent	67
Figura 52 – Apoio fixo do gancho.....	68
Figura 53 – Ponto de aplicação da carga	68
Figura 54 – Ponto de aplicação da carga no ANSYS.....	69
Figura 55 – Parâmetros da região de otimização.....	70
Figura 56 – Região de otimização.....	70
Figura 57 – Diferença no design devido a quantidade de tetraedros	72
Figura 58 – Objetivos de otimização	72
Figura 59 – Exportação da geometria suavizada	73
Figura 60 – Shrinkwrap no SpaceClaim	73
Figura 61 – Definição do “Size” no Shrinkwrap	73
Figura 62 – Converter superfície em sólido.....	74
Figura 63 – Tensão equivalente de von-Mises.....	74
Figura 64 – Coeficientes de deformação-vida do aço 1080	75
Figura 65 – Fator de segurança no gancho	76
Figura 66 – Teste de convergência	76
Figura 67 – Primeiro gancho otimizado.....	77
Figura 68 – Densidade topológica.....	77

Figura 69 – Elemento otimizado com restrição no sentido do eixo x.....	78
Figura 70 – Elemento otimizado com restrição no sentido oposto do eixo x.....	78
Figura 71 – Elemento otimizado com restrição em ambos os sentidos do eixo x	79
Figura 72 – Elemento otimizado suavizado.....	80
Figura 73 – Tensão equivalente de Von Misses do elemento otimizado.....	80
Figura 74 – Fator de segurança do elemento otimizado	81
Figura 75 – (a) Perfil 2D do novo modelo projetado no elemento otimizado; (b) Novo modelo e elemento otimizado sobrepostos	82
Figura 76 – Novo modelo CAD.....	82
Figura 77 – Tensão equivalente de Von Mises no novo modelo	83
Figura 78 – Fator de segurança do novo modelo.....	83
Figura 79 – Comparação entre os modelos estudados em relação a massa, tensão equivalente de Von Misses, fator de segurança mínimo e estimativa de vida à fadiga	84

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	Desenho assistido por Computador
CAE	Engenharia auxiliada por Computador
DCL	Diagrama de Corpo Livre
EPT	Estado Plano de Tensão
FEA	Análise por Elementos Finitos
MEF	Método de Elementos Finitos
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
OT	Otimização topológica
SI	Sistema Internacional
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1.	OBJETIVOS	15
1.1.1.	Objetivo geral	15
1.1.2.	Objetivos específicos.....	15
1.2	JUSTIFICATIVA	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	Sistemas de elevação de carga	18
2.2	Elementos de elevação de carga – Ganchos	18
2.2.1	NBR 10070	18
2.2.2	Características dimensionais.....	19
<u>2.2.2.1</u>	<u>Ganchos simples</u>	<u>19</u>
<u>2.2.2.2</u>	<u>Ganchos duplo</u>	<u>25</u>
2.3	Seleção de material a carga máxima de içamento	29
2.4	O conceito de tensão	31
2.4.1	Forças axiais internas.....	31
2.4.2	Tensão normal.....	32
2.4.3	Tensão de cisalhamento	32
2.4.4	Estado geral de tensão.....	33
2.4.5	Vigas curvas sob flexão.....	34
2.5	Tipos de falhas em projetos de ganchos	35
2.6	Concentração de tensão	35
2.6.1	Tensão admissível e fator de segurança	37
2.6.2	Concentração de tensões na solicitação estática.....	38
2.6.3	Determinação dos fatores geométricos de concentração de tensão	38
2.6.4	Medição de concentração de tensão	39
2.7	Teorias de falha mecânica	39
2.7.1	Falha de materiais dúcteis sob carregamento estático.....	40
2.7.2	A teoria da energia distorção de Von Misses	40
2.7.3	Tensão equivalente de Von Misses.....	41
2.7.4	Coeficiente de segurança para o critério de Von Misses.....	42
2.7.5	Carregamentos Cíclicos	42
2.7.6	Fadiga por tensão-vida.....	43

2.7.7	Teoria da falha por fadiga de Goodman	44
2.8	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	46
2.9	Discretização dos elementos finitos.....	48
2.10	Procedimento de análise do MEF	50
2.10.1	Pré-Processamento	50
2.10.2	Análise.....	50
2.10.3	Pós-Processamento	51
2.11	Carregamentos e condições de contorno.....	51
2.12	Geração de malha.....	51
2.13	Introdução a otimização	52
2.13.1	História da otimização	52
2.13.2	Teoria matemática da otimização.....	53
2.13.3	Variáveis de projeto.....	54
2.13.4	Função objetivo	54
2.13.5	Restrições de projeto.....	55
2.14	Otimização topológica	55
2.14.1	História da otimização estrutural	55
2.14.2	Exemplos de otimização topológica na indústria	58
2.14.3	Otimização topológica	59
2.14.4	Forma geral matemática de um problema de otimização estrutural	60
3	METODOLOGIA	62
3.1	Fluxograma de trabalho.....	62
3.2	Projeto de gancho segundo a norma NBR 10070 em modelagem CAD	63
3.2.1	Simplificações e exportação.....	63
3.2.2	Definição do material para o gancho	64
3.2.3	Grupos de mecanismos.....	64
3.2.4	Parâmetros da malha	65
3.3	Condições de contorno e aplicações de carga.....	67
3.3.1	Condições de contorno.....	67
3.3.2	Cargas aplicadas.....	68
3.4	Otimização topológica	69
3.4.1	Região de otimização	69
3.4.2	Objetivos de otimização	72
3.4.3	Restrições de otimização	72

3.5	Suavização de geometria otimizadas	73
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	74
4.1	Estimativa da tensão equivalente de von-Mises.....	74
4.2	Fator de segurança e estimativa da vida à fadiga no gancho	75
4.2.1	Elemento otimizado sem restrições de fabricação	76
4.2.2	Elemento otimizado com restrição de fabricação no sentido do eixo x ..	77
4.2.3	Elemento otimizado com restrição de fabricação no sentido oposto do eixo	78
x		
4.2.4	Elemento otimizado com restrição de fabricação em ambos os sentidos do	79
eixo x		
5	CONCLUSÃO	85
	REFERÊNCIAS.....	86

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de elevação são amplamente utilizados em diversos seguimentos da indústria, tanto no setor produtivo como no setor de logística. Dentre os sistemas de elevação, o sistema de elevação que por ganchos são utilizados nas mais variadas aplicações. O gancho é um elemento chave de tipo de sistema e será estudo em detalhe nesse trabalho. Este elemento é comumente utilizado em plantas de construção civil e no chão de fábrica de diferentes tipos de indústrias para o transporte de objetos pesados. Existem inúmeros modelos de ganchos previstos em normas, cada um deles tem a capacidade de elevar valores de carga diferentes. Existe a percepção que uma capacidade de carga maior exige um gancho com dimensões maiores, o que torna mais pesado. O aumento de peso do gancho pode implicar em aumento de custo na sua fabricação, caso o processo de fabricação não seja dificultado já que há maior consumo de matéria prima (TEKE, AKBULUT e ERTAS, 2021).

Em ganchos de guindastes as cargas flutuantes promovem o início de trincas levando a falha por fadiga. A falha por fadiga vai acontecer porque o tipo de carregamento é insuficiente para causar danos em uma única aplicação. Fazendo uma analogia aos ganchos de levantamento desse estudo, o processo de falha será o mesmo, desde que respeitada a carga máxima pela norma para cada tipo de gancho. Além disso, os ganchos são propensos às falhas também devido a concentração de tensão (BUNDELA e SHRIVASTAVA, 2017).

Tigabey (2018) propôs um estudo de otimização e análise de fadiga de um gancho de levantamento utilizando os métodos de elementos finitos. Para reduzir as falhas recorrentes nos ganchos, o estresse induzido no gancho deveria ser reduzido. O objetivo foi alcançado com a tensão reduzida em comparação do gancho padrão e o gancho otimizado por meio do aumento da área de contato (área onde havia concentração de tensão na seção transversal) melhorando a resistência total do gancho. A mudança na seção transversal do gancho otimizado promoveu redução de peso e estimativa de vida à fadiga melhor que o gancho padrão. A diferença entre o trabalho feito por Tigabey e o corrente trabalho está no ponto onde há concentração de tensão, que desta vez é a região de viga curva, o qual será o ponto de preocupação para redução de esforços.

A importância do estudo de Tigabey está na consequente redução do peso total de um guindaste, promovendo além da economia de material na fabricação do gancho melhor eficiência no consumo de combustível do guindaste.

Também há registros de estudos diretamente ligados à otimização topológica. No estudo de Hajare e Jadhav (2020) a otimização topológica foi aplicada em um gancho laminado, no entanto a tensão equivalente e a deformação foram analisadas numericamente e experimentalmente.

A metodologia parte do princípio de analisar as tensões equivalentes, as deformações e a vida à fadiga do elemento padrão e sua comparação com o otimizado. O caminho se inicia na modelagem CAD do modelo padrão, definição do material de fabricação do elemento, a aplicação de malhas para o estudo dos elementos finitos, aplicação das condições de contorno e cargas de carregamento, a otimização de forma do elemento padrão e por fim a comparação com o elemento otimizado.

A pesquisa busca então reduzir a massa dos ganchos produzidos de acordo com a NBR 10070 com um modelo cuja fabricação seja semelhante ao padrão da norma, com a certificação que os elementos irão suportar os valores de carregamento máximo estabelecidos pela norma.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é apresentar soluções para novas geometrias que atendam os requisitos de projeto e que sejam mais leves que as geometrias padronizadas para os ganchos utilizados em sistemas de elevação de cargas.

1.1.2. Objetivos específicos

De maneira a atender o objetivo geral proposto, é necessário realizar as seguintes etapas preliminares, denominadas de objetivos específicos, listados a seguir:

- Realização da revisão bibliográfica, trabalhos relevantes ao tema e estudos recentes aos temas relacionados;
- Estudo da norma para ganchos de sistema de elevação: definição de forma e dimensionamento;
- Análise e verificação de tensões em um gancho com a utilização do software ANSYS;
- Aplicação dos métodos de otimização topológica no gancho;
- Redução de massa atendendo normas, promovendo sustentabilidade e economia;
- Obtenção de geometria otimizada.

1.2 JUSTIFICATIVA

A justificativa para obtenção de novas geometrias otimizadas para o gancho é embasada na consideração que os ganchos são amplamente utilizado no ambiente industrial, tendo como destaque seu importante papel nas pontes rolantes como elemento responsável pela elevação de carga. A utilização da simulação computacional reflete a preocupação com os recursos naturais, além de apenas utilizar recursos gráficos para modelar um novo gancho, descartando assim a utilização de matéria prima. Este trabalho aplicado nos ganchos irá reduzir a massa, poupando recursos naturais na manufatura dos ganchos. O trabalho também busca uma atualização ao estudo feito por Teke, Akbulut e Ertas (2021), que utilizaram da otimização topológica apenas em alterações no CAD para definir o elemento otimizado final.

A nova geometria também pode contribuir simplificando a produção dos ganchos, acelerando os processos de fabricação e consumindo menos energia. Além disso, o trabalho tem como foco atender dois dos objetivos propostos pela ONU de desenvolvimento sustentável. Indústria, Inovação e Infraestrutura e Consumo e Produção Responsáveis.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Sistemas de elevação de carga

Os sistemas de elevação de carga estão presentes em indústrias de diversos ramos. Eles são responsáveis pelo processo de transporte de carga dentro da planta fabril. Um sistema eficiente de elevação de carga permite menor esforço dos funcionários que trabalhem no setor de transporte das empresas.

Esse transporte de carga pode ser feito de forma contínua por meio de correia, canecos ou outros modelos que transportem materiais a granel, assim como de forma descontínua. No transporte descontínuo a carga é içada por meio ganchos, eletroímã, caçamba ou barras de carga (CAMPOS, 2018).

A vantagem de se utilizar ganchos para a elevação de carga é o seu trabalho conjunto com pontes rolantes. As pontes rolantes podem ser fixas na estrutura predial de um fábrica ou com estrutura móvel. A ponte pode circular em uma via móvel e realizar deslocamento em dois eixos, restando ao ganho o trabalho de garantir o deslocamento no eixo Z. Em comparação à eletroímãs e caçambas os ganchos têm a vantagem de serem muito menores e mais leves e não necessitarem de energia para ativação.

2.2 Elementos de elevação de carga – Ganchos

2.2.1 NBR 10070

Essa norma traz especificações sobre o que são ganchos-hastes forjados do tipo simples e duplo para equipamentos de levantamento e movimentação de cargas, suas dimensões e propriedades mecânicas. No sistema de elevação de ganchos expostos a intenso calor, como aqueles utilizados nos transportes de materiais no estado de fusão se aconselha a adoção de ganchos lamelares para nº 20 e superiores.

A norma cita documentos complementares, sendo a NBR 8400 partes 1, 2 e 3 necessária para o cálculo dos equipamentos e movimentação de cargas e a NBR 9527, referente a rosca métrica ISO.

A norma faz duas definições:

- Gancho simples: Ganchos com apenas uma parte curva na Figura 1.
- Gancho duplo: Gancho com duas partes curvas inferiores simétricas, apresentado na Figura 13.

2.2.2 Características dimensionais

As características dimensionais segundo a norma, são subdividas em duas classes: ganchos simples e ganchos duplos. Nas seções a seguir é detalhado cada um deles.

2.2.2.1 Ganchos simples

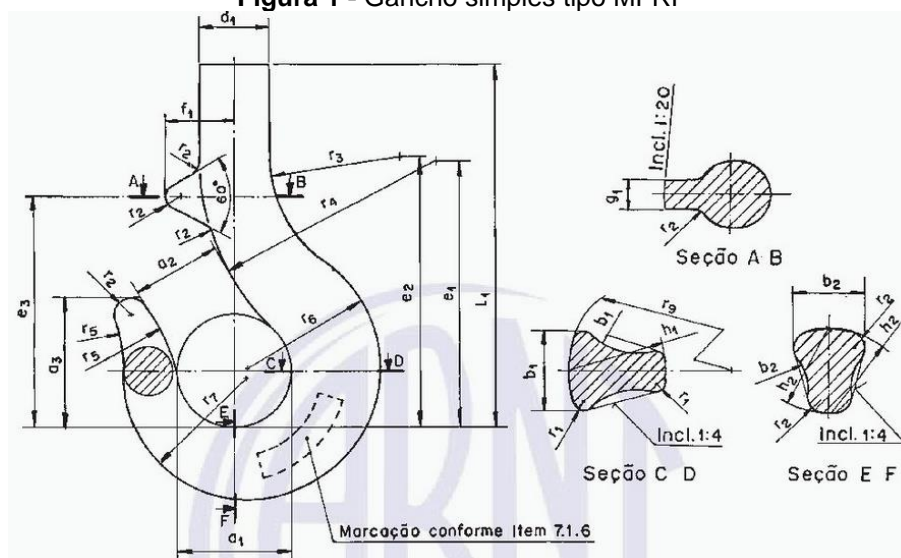
Os ganchos forjados têm diferenças dimensionais separadas de acordo com seus respectivos processos de fabricação. Os processos descritos na norma são ganchos fabricados em matriz e ganchos fabricados por martelamento.

- Gancho simples fabricado em matriz

É possível distinguir dois tipos de gancho nessa categoria

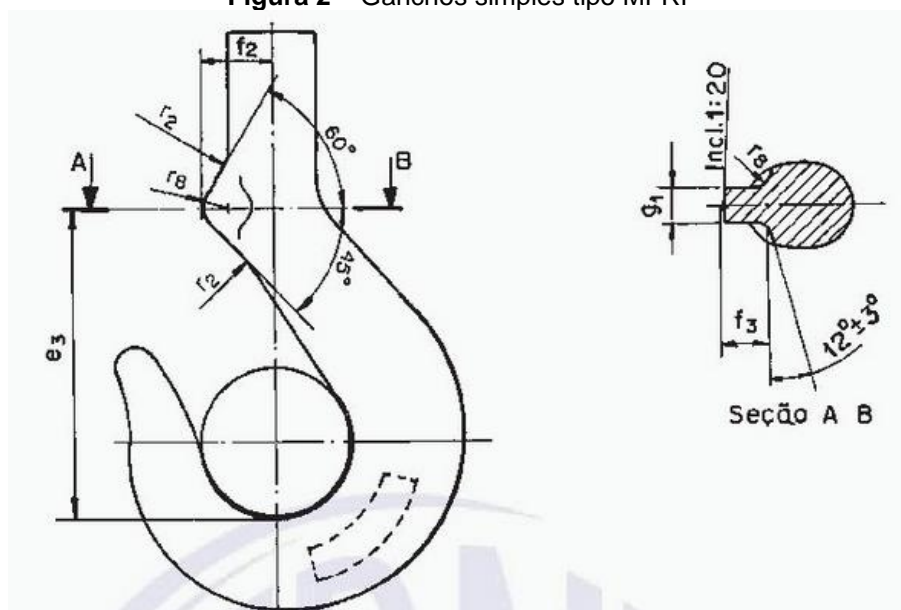
- a) Tipo MFRP “Figura 1” – ganchos com trava de segurança. Os ganchos de número 006 a 8 se encaixam nessa classe. Podem ser fabricados sem ressalto, neste caso recebem o nome de MF.
- b) Tipo MFR “Figura 2” – Ganchos com ressalto para trava de segurança parcialmente incorporado à sua haste. Os números desse gancho variam de 10 a 40.

Figura 1 - Gancho simples tipo MFRP



Fonte:(NBR 10070, 1987)

Figura 2 – Ganchos simples tipo MFRP



Fonte:(NBR 10070, 1987)

As Figura 3 e Figura 4 a seguir mostra os valores de diversas dimensões para diferentes números dos ganchos simples dos tipos MFRP e MFR.

Figura 3 – Dimensões dos ganchos simples tipo MFRP

Unid.: mm

Gancho																						Massa		
nº	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	d ₁	e ₁	e ₂	e ₃	f ₁	g ₁	h ₁	h ₂	l ₁	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	r ₇	r ₈	r ₉	kg
006	25	20	28	13	11	14	60	60	52	14,5	6,5	17	14	107	2	3	32	53	53	27	26	34	0,2	
010	28	22	32	16	13	16	67	68	60	16,5	7	20	17	116	2	3,5	35	60	60	31	30	40	0,3	
012	30	24	34	19	15	16	71	73	63	18	7,5	22	19	122	2,5	4	37	63	63	34	33	44	0,4	
020	34	27	39	21	18	20	81	82	70	20	8,5	26	22	146	2,5	4,5	40	71	71	39	37	52	0,6	
025	36	28	41	22	19	20	85	88	74	22	9	28	24	152	3	5	43	75	75	42	40	56	0,8	
04	40	32	45	27	22	24	96	100	83	25	10	34	29	163	3,5	5,5	46	85	85	49	45	68	1,1	
05	43	34	49	29	24	24	102	108	89	26	10,5	37	31	175	4	6	48	90	90	53	48	74	1,6	
08	48	38	54	35	29	30	115	120	100	29	12	44	37	194	4,5	7	52	100	100	61	56	88	2,3	
1	50	40	57	38	32	30	120	128	105	31	12,5	48	40	205	5	8	55	106	106	65	60	96	3,2	
1,6	56	45	64	45	38	36	135	146	118	35	14	56	48	224	6	9	60	118	118	76	68	112	4,5	
2,5	63	50	72	53	45	42	152	167	132	40	16	67	58	254	7	10	65	132	132	90	78	134	6,3	
4	71	56	80	63	53	48	172	190	148	45	16	80	67	288	8	12	71	150	150	103	90	160	8,8	
5	80	63	90	71	60	53	194	215	165	51	18	90	75	320	9	14	80	170	170	114	100	180	12,3	
6	90	71	101	80	67	60	218	240	185	57	18	100	85	380	10	16	90	190	190	131	112	200	17,1	
8	100	80	113	90	75	67	242	268	210	64	23	112	95	418	11	18	100	212	212	146	125	224	24	

Nota: Para ganchos tipo MF, não devem ser consideradas as dimensões r₂, f₁ e g₁.

Fonte:(NBR 10070, 1987)

Figura 4 – Dimensões dos ganchos simples tipo MFR

Unid.: mm

Gancho																						Massa			
nº	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	d ₁	e ₁	e ₂	e ₃	f ₂	f ₃	g ₁	h ₁	h ₂	l ₁	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	r ₇	r ₈	r ₉	kg
10	112	90	127	100	85	75	256	286	221	46	26	23	125	106	452	12	20	65	165	236	163	140	12	250	34
12	125	100	143	112	95	85	292	316	252	53	34	28	140	118	510	14	22	70	185	265	182	160	16	280	47
16	140	112	160	125	106	95	325	357	280	58	35	33	160	132	582	16	25	80	210	300	204	180	16	320	66
20	160	125	180	140	118	106	370	405	330	68	45	33	180	150	653	18	28	90	240	335	232	200	20	360	95
25	180	140	202	160	132	118	415	455	360	74	45	38	200	170	724	20	32	100	270	375	262	224	20	400	136
32	200	160	225	180	150	132	465	510	400	80	45	38	224	190	796	22	36	115	300	425	292	250	20	448	187
40	224	180	252	200	170	150	517	567	447	93	55	42	250	212	893	25	40	130	335	475	326	280	25	500	264

Fonte:(NBR 10070, 1987)

- Gancho simples fabricado por martelamento

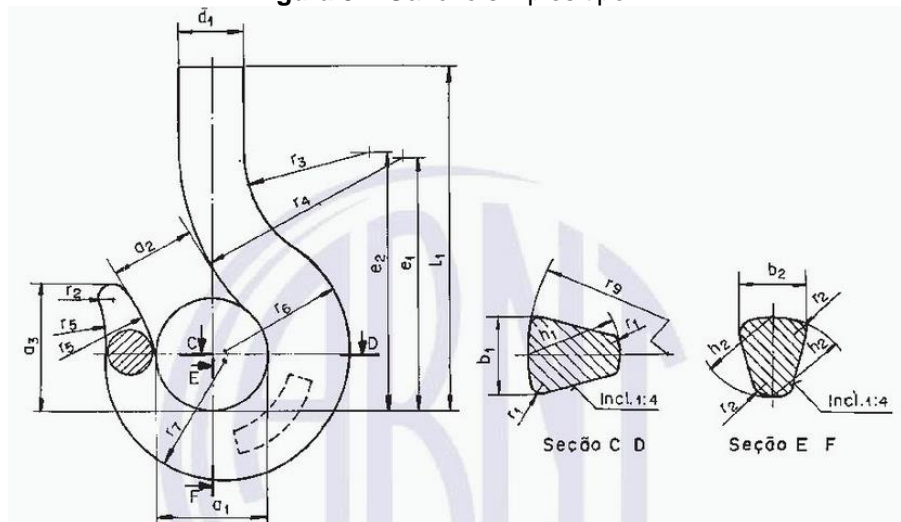
É possível distinguir dois tipos de gancho nessa categoria

- a) Tipo MT “Figura 5” – ganchos sem ressalto. Os ganchos de número 006 a 8 se encaixam nessa classe. Podem ser fabricados sem ressalto, neste caso recebem o nome de MF.

b) Tipo MTR “Figura 6” – Ganchos com ressalto para trava de segurança

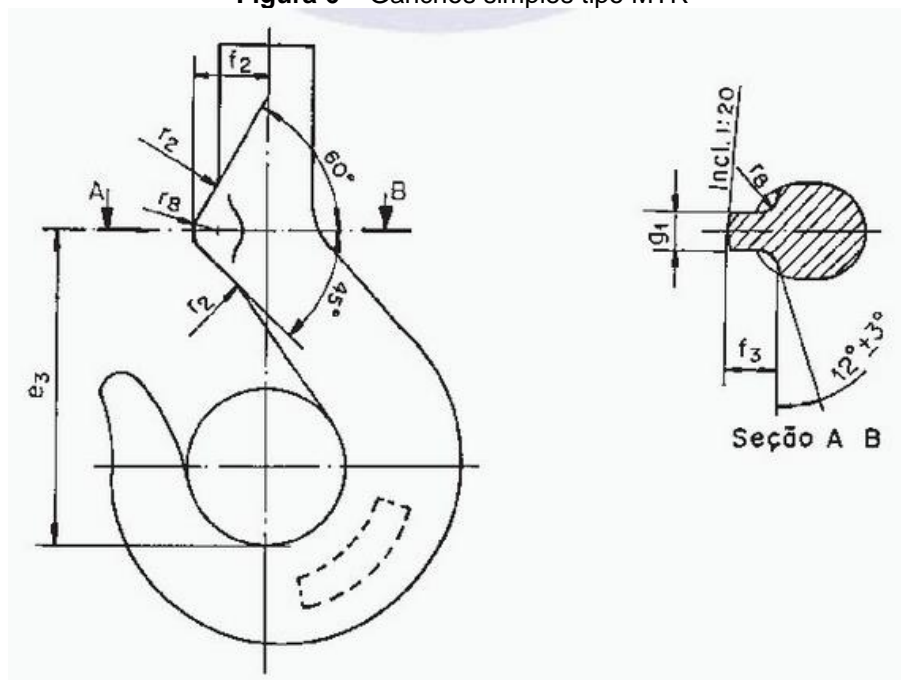
Ambos os ganchos compreendem os números de 10 a 250.

Figura 5 – Gancho simples tipo MT



Fonte:(NBR 10070, 1987)

Figura 6 – Ganchos simples tipo MTR



Fonte:(NBR 10070, 1987)

A Figura 7 a seguir mostra os valores de diversas dimensões para diferentes números dos ganchos simples dos tipos MT e MTR.

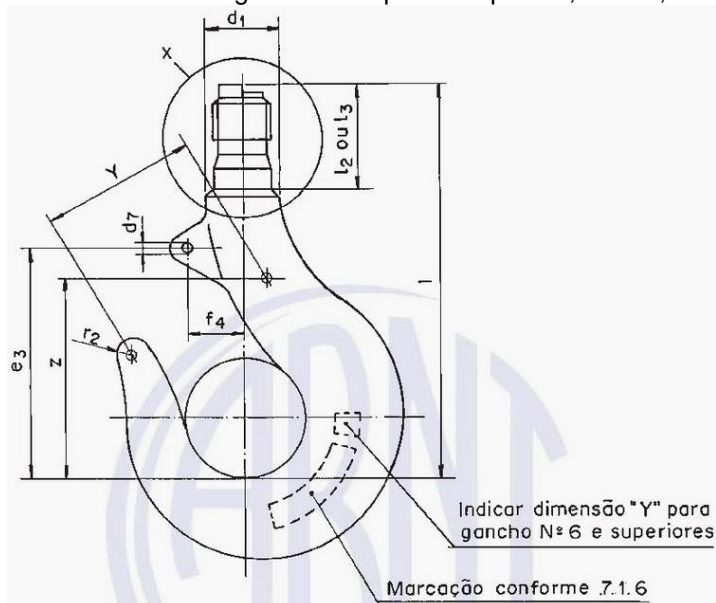
Figura 7 – Dimensões dos ganchos simples tipo MT e MTR

Gancho																					Massa				
nº	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	d ₁	e ₁	e ₂	e ₃	f ₂	f ₃	g ₁	h ₁	h ₂	l ₁	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	r ₇	r ₈	r ₉	kg
10	112	90	127	100	85	75	256	286	221	46	26	23	125	106	460	12	20	65	165	236	163	140	12	250	40
12	125	100	143	112	95	85	292	316	252	53	34	28	140	118	525	14	22	70	185	265	182	160	16	280	55
16	140	112	160	125	106	95	325	357	280	58	35	33	160	132	595	16	25	80	210	300	204	180	16	320	77
20	160	125	180	140	118	106	370	405	330	68	45	33	180	150	665	18	28	90	240	335	232	200	20	360	112
25	180	140	202	160	132	118	415	455	360	74	45	38	200	170	735	20	32	100	270	375	262	224	20	400	160
32	200	160	225	180	150	132	465	510	400	80	45	38	224	190	810	22	36	115	300	425	292	250	20	448	220
40	224	180	252	200	170	150	517	567	447	93	55	42	250	212	905	25	40	130	335	475	326	280	25	500	310
50	250	200	285	224	190	170	575	635	485	100	55	42	280	236	990	28	45	150	370	530	363	315	25	560	430
63	280	224	320	250	212	190	655	710	550	108	60	45	315	265	1120	32	50	160	420	600	408	355	25	630	600
80	315	250	358	280	236	212	727	802	598	113	60	45	355	300	1270	36	56	180	470	670	460	400	25	710	860
100	355	280	402	315	265	236	827	902	688	130	70	50	400	335	1415	40	63	200	530	750	516	450	30	800	1220
125	400	315	450	355	300	265	920	1020	750	138	70	50	450	375	1590	45	71	230	600	850	579	500	30	900	1740
160	450	355	505	400	335	300	1035	1145	825	147	70	55	500	425	1790	50	80	250	675	950	654	560	30	1000	2480
200	500	400	565	450	375	335	1150	1275	900	154	70	55	560	475	2048	56	90	285	750	1060	729	630	30	1120	3420
250	560	450	635	500	425	375	1280	1430	980	164	70	60	630	530	2305	63	100	320	840	1180	815	710	30	1260	4800

Fonte:(NBR 10070, 1987)

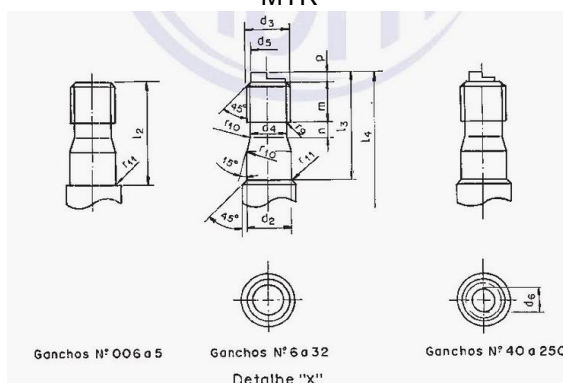
Além das partes forjadas existem as regiões que são usinadas. As partes das hastes e dos furos nos ressaltos para alocação das travas de segurança são consideradas as partes usinadas dos ganchos. O puncionamento que representa a dimensão “y” na Figura 8 deve permanecer em toda a vida útil do gancho. Em seguida a Figura 9 mostra o detalhe “X”.

Figura 8 – Partes usinadas dos ganchos simples do tipo MR, MFRP, MFR, MT e MTR



Fonte:(NBR 10070, 1987)

Figura 9 – Detalhe “X” das partes usinadas dos ganchos simples dos tipos MR, MFRP, MFR, MT e MTR



Fonte:(NBR 10070, 1987)

As Figura 10, Figura 11 e Figura 12 mostram as dimensões das Figura 8 e Figura 9 para diferentes números de ganchos simples.

Figura 10 – Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MR, MFRP, MFR, MT e MTR – parte 1

Gancho nº	d ₁	d ₂	Roscas (conforme 4.3)						d ₆	d ₇	e ₃	f ₄	l ₂	l ₃	l ₄	m	n	p	r ₉	r ₁₀	r ₁₁	y	z
			d ₃	d ₄	d ₅	d ₄	d ₅	d ₆															
006	14	10	M10	7,5	-	-	-	-	3,2	52	11,5	37	-	104,5	9	4,5	-	1	2,5	2	-	-	
010	16	12	M12	9	-	-	-	-	3,2	60	13	39	-	113	11	5	-	1,2	3	2	-	-	
012										63	14	39	-	119	11	5	-	1,2	3	2	-	-	
020	20	16	M16	12,5	-	-	-	-	4,2	70	16	49	-	143,5	15	6	-	1,2	3	2	-	-	
025										74	17	49	-	149,5	15	6	-	1,2	3	2	-	-	
04	24	20	M20	16	-	-	-	-	5,2	83	19	53	-	160,5	18	7,5	-	1,6	4	2	-	-	
05										89	20	53	-	172	18	7,5	-	1,6	4	2	-	-	
08	30	24	M24	19,5	-	-	-	-	6,2	100	22	62	-	191	22	9	-	2	5	3	-	-	
1										105	23	62	-	202	22	9	-	2	8	3	-	-	
1,6	36	30	M30	24,5	-	-	-	-	6,2	118	26	68	-	221	27	10	-	2	10	3	-	-	
2,5	42	36	M36	30	-	-	-	-	10,2	132	30	84	-	251	32	10	-	2	10	3	-	-	
4	48	42	M42	35,5	-	-	-	-	10,2	148	33	96	-	284,5	36	15	-	3	10	3	-	-	
5	53	45	M45	38,5	-	-	-	-	10,2	165	37	105	-	316,5	40	15	-	3	10	3	-	-	
6	60	50	-	-	50 X 6	42	43,4	-	10,2	185	41	-	112	375	45	20	10	4	14	3	130	160	
8	67	56	-	-	56 X 6	48	49,4	-	12,2	210	46	-	122	413	50	20	10	4	16	3	145	180	
10	75	64	-	-	64 X 8	54	55,2	-	12,2	221	34	-	135	446	56	25	10	4	18	3	160	200	
12	85	72	-	-	72 X 8	62	63,2	-	16,2	252	37	-	157	504,5	63	25	12	4	20	3	180	220	
16	95	80	-	-	80 X 10	68	69	-	16,2	280	42	-	170	576	71	30	12	6	22	3	200	250	
20	106	90	-	-	90 X 10	78	79	-	20,2	330	48	-	187	645	80	30	12	6	25	3	225	280	
25	118	100	-	-	100 X 12	85	86,8	-	20,2	360	54	-	207	716	90	40	12	6	28	3	255	315	
32	132	110	-	-	110 X 12	95	96,8	-	20,2	400	60	-	232	788	100	40	12	6	32	3	290	350	
40	150	125	-	-	125 X 14	108	109,6	80	25,3	447	68	-	257	885	112	45	12	8	36	3	320	395	

Fonte:(NBR 10070, 1987)

Figura 11 - Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MR, MFRP, MFR, MT e MTR – parte 2

50	170	140	-	-	140 X 16	120	122,4	90	25,3	485	75	-	280	969	125	50	12	10	40	5	355	445
63	190	160	-	-	160 X 18	138	140,2	100	25,3	550	83	-	322	1100	140	55	12	10	45	5	400	495
80	212	180	-	-	180 X 20	156	158	120	25,3	598	88	-	357	1245	160	60	12	12	50	5	450	565
100	236	200	-	-	200 X 22	173	175,8	140	30,3	688	100	-	402	1388	180	70	12	12	56	5	500	635

Fonte:(NBR 10070, 1987)

Figura 12 - Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MR, MFRP, MFR, MT e MTR – parte 3

Gancho nº	d ₁	d ₂	Roscas (conforme 4.3)						d ₅	d ₆	e ₃	f ₄	l ₂	l ₃	l ₄	m	n	p	r ₉	r ₁₀	r ₁₁	y	z
			d ₃	d ₄	d ₃	d ₄	d ₃	d ₄															
125	265	225	-	-	225 X 24	196	198,6	160	30,3	750	108	-	465	1565	200	80	15	12	63	5	570	710	
160	300	250	-	-	250 X 28	217	219,2	180	30,3	825	117	-	510	1761	225	90	15	15	70	5	640	800	
200	335	280	-	-	280 X 32	242	244,8	200	30,3	900	124	-	613	2012	250	100	15	18	80	5	720	900	
250	375	320	-	-	320 X 36	278	280,4	240	30,3	980	134	-	690	2272	280	110	15	20	90	5	810	1015	

^(A)Valores de l₄ diferentes dos acima indicados devem ser especificados no pedido de compra.

^(B)Grau de acabamento (Ra):

Para d₁ e r₉ - 1,6 µm

Para d₅ - 12,5 µm

Para as demais dimensões - 3,2 µm.

Fonte:(NBR 10070, 1987)

2.2.2.2 Ganchos duplo

Dentro da classe de ganchos duplos, também existe a subdivisão de acordo com o processo de fabricação.

- Gancho duplo fabricado em matriz

É possível distinguir dois tipos de gancho nessa categoria

a) Tipo MF “Figura 13” – ganchos sem ressalto.

b) Tipo MFR “Figura 14” – Ganchos com ressalto para trava de segurança

Ambos os ganchos compreendem os números de 05 a 40.

- Gancho duplo fabricado por martelamento

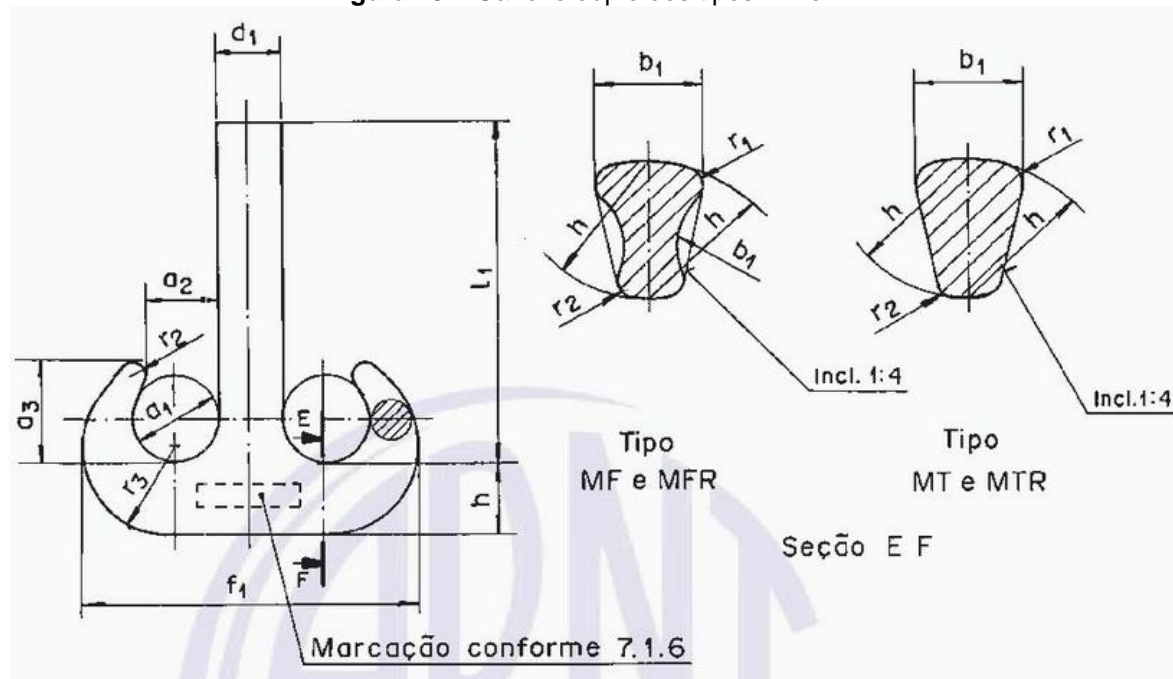
É possível distinguir dois tipos de gancho nessa categoria

c) Tipo MT “Figura 13” – ganchos sem ressalto.

d) Tipo MTR “Figura 14” – Ganchos com ressalto para trava de segurança

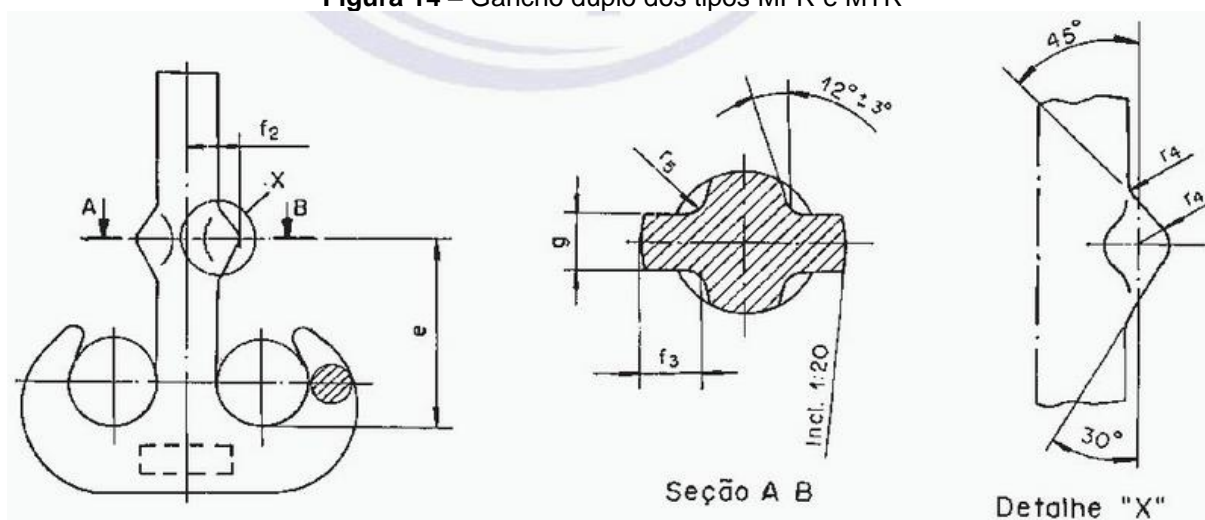
Ambos os ganchos compreendem os números de 05 a 40.

Figura 13 – Gancho duplo dos tipos MF e MT



Fonte:(NBR 10070, 1987)

Figura 14 – Gancho duplo dos tipos MFR e MTR



Fonte:(NBR 10070, 1987)

A Figura 14 traz detalhes da seção A-B e o detalhe “X” do gancho duplo dos tipos MFR e MTR.

A Figura 15 a seguir mostra os valores de diversas dimensões para diferentes números dos ganchos duplos dos tipos MF, MFR, MT e MTR.

Figura 15 – Dimensões dos ganchos duplos dos tipos MF, MFR, MT e MTR

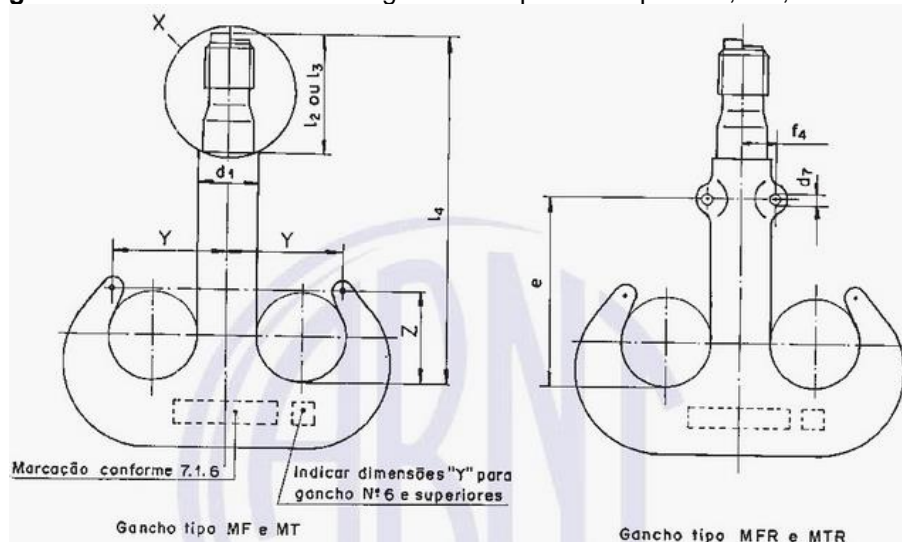
Unid.: mm

Gancho nº	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	d ₁	e	f ₁	f ₂	f ₃	g	h	l ₁	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	massa kg MF/MFR	massa kg MF/MFR
05	34	27	44	22	24	80	130	20	12	10	27	173	3	3	36	6	1,6	2	-
08	38	30	49	26	30	83	150	22	12	10,5	33	191	4	3	41	6	1,6	2,5	-
1	40	32	52	28	30	96	158	22	14	12	36	203	4	3,5	44	7	1,6	4	-
1,6	45	36	59	34	36	100	183	28	14	12,5	43	222	5	4	51	7	1,6	5,5	-
2,5	50	40	65	40	42	112	208	30	14	14	50	251	6	4,5	58	7	1,6	7	-
4	56	45	73	48	48	124	238	33	23	16	60	283	7	5,5	67	10	2,5	10	-
5	63	50	82	53	53	143	266	40	23	16	67	314	8	6,5	75	10	2,5	13,5	-
6	71	56	92	60	60	160	301	44	23	18	75	375	9	7	85	10	2,5	17	-
8	80	63	103	67	67	182	337	48	23	18	85	415	10	8	95	10	2,5	25,5	-
10	90	71	116	75	75	192	377	54	27	23	95	450	11	9	106	12	3,0	35,5	36
12	100	80	130	85	85	210	421	60	27	23	106	510	12,5	10	118	12	3,0	50	51
16	112	90	146	95	95	237	471	69	36	28	118	580	14	11	132	16	4,0	70	71
20	125	100	163	106	106	265	531	75	36	33	132	650	16	12,5	150	16	4,0	98	100
25	140	112	182	118	118	315	598	86	45	33	150	715	18	14	170	20	5,0	135	138
32	160	125	205	132	132	335	672	94	45	38	170	790	20	16	190	20	5,0	193	197
40	180	140	230	150	150	375	754	104	45	38	190	885	22	18	212	20	5,0	280	285
50	200	160	260	170	170	420	842	120	56	42	212	965	25	20	236	25	6,0	-	394
63	224	180	292	190	190	460	944	131	56	42	236	1090	28	22	265	25	6,0	-	547
80	250	200	325	212	212	515	1062	144	56	45	265	1235	32	25	300	25	6,0	-	759
100	280	224	364	236	236	575	1186	157	56	45	300	1375	36	28	335	25	6,0	-	1060
125	315	250	408	265	265	645	1330	178	68	50	335	1550	40	32	375	30	8,0	-	1491
160	355	280	458	300	300	725	1505	198	68	50	375	1745	45	36	425	30	8,0	-	2115
200	400	315	515	335	335	800	1685	218	68	55	425	1998	50	50	475	30	8,0	-	3015
250	450	355	580	375	375	875	1885	240	68	55	475	2250	56	45	530	30	8,0	-	4268

Fonte:(NBR 10070, 1987)

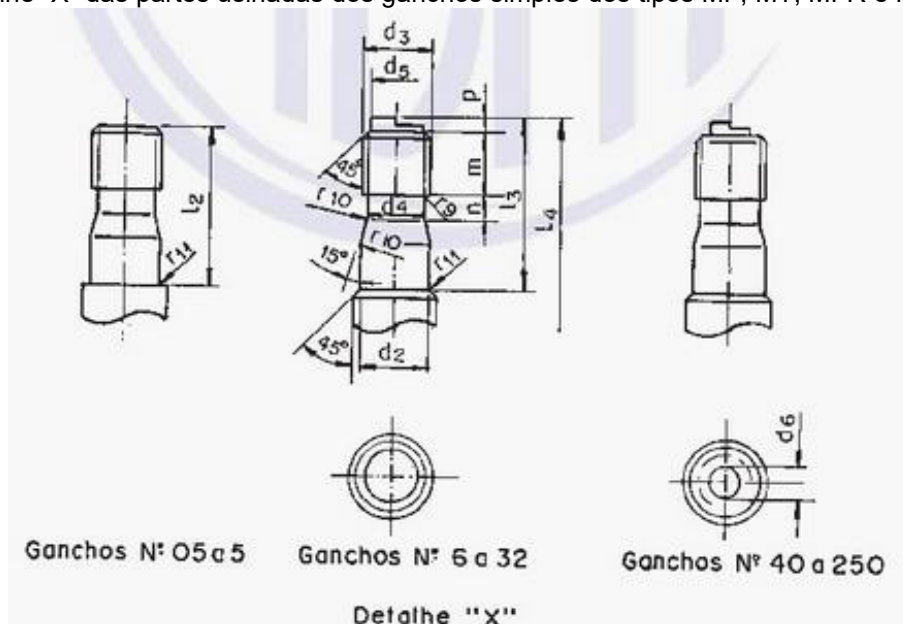
Da mesma forma que as hastes dos ganchos simples, as partes das hastes e dos furos também devem ter ressaltos para alocação das travas de segurança são consideradas as partes usinadas dos ganchos. O puncionamento que representa a dimensão “y” na Figura 16 também deve estar presente, e é visto na Figura 17 .

Figura 16 – Partes usinadas dos ganchos duplos dos tipos MF, MT, MFR e MTR



Fonte:(NBR 10070, 1987)

Figura 17 - Detalhe "X" das partes usinadas dos ganchos simples dos tipos MF, MT, MFR e MTR



Fonte:(NBR 10070, 1987)

As Figura 18 e Figura 19 mostram as dimensões das Figura 8 e Figura 9 para diferentes números de ganchos simples.

Figura 18 - Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MF, MT, MFR e MTR – parte 1

Gancho nº	d ₁	d ₂	Roscas (conforme 4.3)										e	f ₄	l ₂	l ₃	l ₄	m	n	p	r ₉	r ₁₀	r ₁₁	y	z
			d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	d ₈	d ₉	d ₁₀	d ₁₁	d ₁₂													
05	24	20	M20	16	-	-	-	-	5,2	80	14	53	-	167,5	18	7,5	-	1,6	4	2	-	-			
08	30	24	M24	19,5	-	-	-	-	5,2	83	16	62	-	186	22	9	-	2	5	3	-	-			
1	30	24	M24	19,5	-	-	-	-	6,2	96	16	62	-	197	22	9	-	2	8	3	-	-			
1,6	36	30	M30	24,5	-	-	-	-	6,2	100	20	68	-	215,5	27	10	-	2	10	3	-	-			
2,5	42	36	M36	30	-	-	-	-	6,2	112	22	84	-	244,5	32	10	-	2	10	3	-	-			
4	48	42	M42	35,5	-	-	-	-	10,2	124	25	96	-	277	36	15	-	3	10	3	-	-			
5	53	45	M45	38,5	-	-	-	-	10,2	143	30	105	-	308	40	15	-	3	10	3	-	-			
6	60	50	-	-	50 x 6	42	43,4	-	10,2	160	34	-	112	365,5	45	20	10	4	14	3	93	85			
8	67	56	-	-	56 x 6	48	49,4	-	10,2	182	38	-	122	403	50	20	10	4	16	3	104,5	95			
10	75	64	-	-	64 x 8	54	55,2	-	12,2	192	42	-	135	435	56	25	10	4	18	3	117,5	107			
12	85	72	-	-	72 x 8	62	63,2	-	12,2	210	48	-	157	492	63	25	12	4	20	3	132,5	120			
16	95	80	-	-	80 x 10	68	69	-	16,2	237	53	-	170	562	71	30	12	6	22	3	148,5	135			
20	106	90	-	-	90 x 10	78	79	-	16,2	265	59	-	187	628	80	30	12	6	25	3	165,5	150,5			
25	118	100	-	-	100 x 12	85	86,8	-	20,2	315	66	-	207	696	90	40	12	6	28	3	185	168			
32	132	110	-	-	110 x 12	95	96,8	-	20,2	335	74	-	232	768	100	40	12	6	32	3	207	189			
40	150	125	-	-	125 x 14	108	109,6	80	20,2	375	84	-	257	863	112	45	12	8	36	3	233	212			
50	170	140	-	-	140 x 16	120	122,4	90	25,3	420	95	-	280	944	125	50	12	10	40	5	265	240			
63	190	160	-	-	160 x 18	138	140,2	100	25,3	460	106	-	322	1072	140	55	12	10	45	5	297	270			

Fonte:(NBR 10070, 1987)

Figura 19 - Dimensões para as partes usinadas dos ganchos simples tipo MF, MT, MFR e MTR – parte 2

80	212	180	-	-	180 x 20	156	158	120	25,3	515	119	-	357	1212	160	60	12	12	50	5	331	300
100	236	200	-	-	200 x 22	173	175,8	140	25,3	575	132	-	402	1351	180	70	12	12	56	5	370	336
125	265	225	-	-	225 x 24	196	198,6	160	30,3	645	148	-	465	1522	200	80	15	12	63	5	414,5	376
160	300	250	-	-	250 x 28	217	219,2	180	30,3	725	168	-	510	1714	225	90	15	15	70	5	466	422
200	335	280	-	-	280 x 32	242	244,8	200	30,3	800	188	-	613	1962	250	100	15	18	80	5	522,5	475
250	375	320	-	-	320 x 36	278	280,4	240	30,3	875	210	-	690	2217	280	110	15	20	90	5	587,5	535

(A) Valores de l₄ diferentes dos acima indicados devem ser especificados no pedido de compra.

(B) Grau de acabamento (Ra):
 Para d₄ e r₉ - 1,6 µm
 Para d₆ - 12,5 µm
 Para as demais dimensões - 3,2 µm

Fonte:(NBR 10070, 1987)

2.3 Seleção de material a carga máxima de içamento

A Figura 20 mostra 5 classes de resistência, de acordo com as propriedades que os ganchos simples ou duplos devem apresentar.

Figura 20 - Propriedades mecânicas dos ganchos de levantamento

Classe de resistência	Tensão de escoamento mínima (0,2%) MPa	Resistência ao impacto mínima (DVM) (ver notas) Joules
M	235	48
P	315	41
S	390	41
T	490	34
V	620	34

Fonte:(NBR 10070, 1987)

Um fator de interessante em todo gancho, é a sua capacidade de elevação, quanta carga cada número de gancho é capaz de suportar. A primeira informação a ser determinada é o grupo de mecanismo do gancho, descritos na Figura 21. Após isso vem a escolha do número do gancho, que conseqüentemente define a capacidade de elevação, os números dos ganchos são descritos na Figura 21.

Figura 21 – Capacidade de elevação dos ganchos de acordo com a NBR 10070

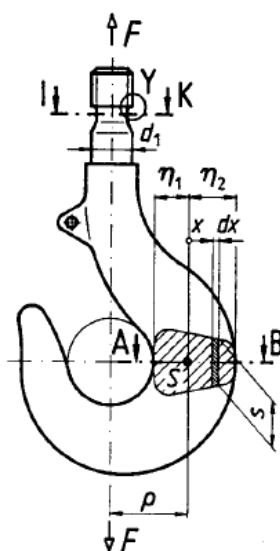
Classe de resistência	Grupos de mecanismos										Classe de resistência
	-	-	-	-	18 _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m	
M	-	-	-	-	18 _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m	M
P	-	-	-	18 _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m	-	P
S	-	-	18 _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m	-	-	S
T	-	18 _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	-	-	-	-	T
V	18 _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	-	-	-	-	-	V
Gancho nº	Capacidade de içamento (daN)										Gancho nº
	320	250	200	160	125	100	125	100	125	100	
006	320	250	200	160	125	100	125	100	125	100	006
010	500	400	320	250	200	160	125	100	125	100	010
012	630	500	400	320	250	200	160	125	100	125	012
020	1000	800	630	500	400	320	250	200	160	125	020
025	1250	1000	800	630	500	400	320	250	200	160	025
04	2000	1600	1250	1000	800	630	500	400	320	250	04
05	2500	2000	1600	1250	1000	800	630	500	400	320	05
08	4000	3200	2500	2000	1600	1250	1000	800	630	500	08
1	5000	4000	3200	2500	2000	1600	1250	1000	800	630	1
1,6	8000	6300	5000	4000	3200	2500	2000	1600	1250	1000	1,6
2,5	12500	10000	8000	6300	5000	4000	3200	2500	2000	1600	2,5
4	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	4000	3200	2500	4
5	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	4000	3200	5
6	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	4000	6
8	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	8
10	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	10
12	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	12
16	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	16
20	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	20
25	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	25
32	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	32
40	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	40
50	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	50
63	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	63
80	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	80
100	500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	100
125		500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	125
160			500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	160
200				500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	200
250					500000	400000	320000	250000	200000	160000	250

Fonte:(NBR 10070, 1987)

A DIN 15400 é bem semelhante a norma NBR 10070, porém traz informações adicionais sobre quais carregamentos existem nos ganchos simples e duplos e quais as tensões desenvolvidas nesses ganchos. Tal conhecimento é importante pois vai de acordo com o estudo realizado por Teke, Akbulut e Ertas (2021).

As fibras estão submetidas a tensão, na porção de material definida pela seção A-B, na seção transversal principal. Tensão de tração é desenvolvida na seção I-K. A Figura 22 ilustra as seções A-B e I-K de um gancho simples. Neste estudo o foco será na seção A-B, pois na seção I-K o gancho será simplificado como um apoio fixo, sem o estudo específico das roscas, afinal é na seção A-B que os ganchos costumam falhar (TEKE; AKBULUT; ERTAS, 2021).

Figura 22 – Gancho simples – seções



Fonte:(DIN 15400, 1990)

2.4 O conceito de tensão

2.4.1 Forças axiais internas

As forças axiais aplicadas podem ser vistas como cargas. Elas serão positivas se estiverem atuando no sentido positivo de um eixo coordenado. Ao longo do comprimento de um corpo rígido as forças internas axiais podem sofrer alterações, então torna-se interessante a representação de um diagrama ao longo do comprimento do corpo a fim de identificar a carga axial máxima (UGURAL, 2009).

As reações de apoio tendem a ser determinados logo no início dessa análise. Após a solução dos esforços internos é possível traçar o diagrama. Os locais que houver mudança de carregamento são chamados de pontos de mudança de carga (UGURAL, 2009).

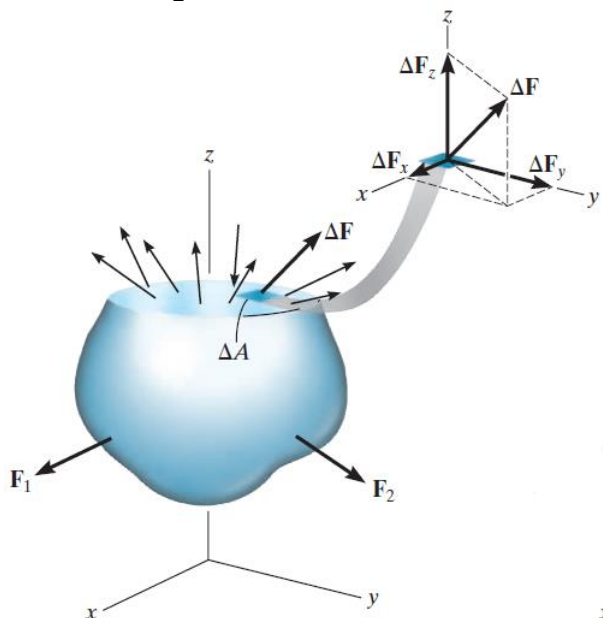
2.4.2 Tensão normal

Tomando-se um ΔA , e considerar uma intensidade de força por unidade de área tem-se a tensão normal, representada por σ (sigma), (HIBBELER, 2010). Tendo em vista que ΔF_z é normal a área resulta:

$$\sigma_z = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_z}{\Delta A} \quad (1)$$

Na Figura 23 tem-se a força F saindo do corpo rígido, neste a tensão é de tração, caso a força F estivesse entrando no corpo rígido a tensão seria de compressão.

Figura 23 - Tensão normal



Fonte: (Hibbeler, 2016)

2.4.3 Tensão de cisalhamento

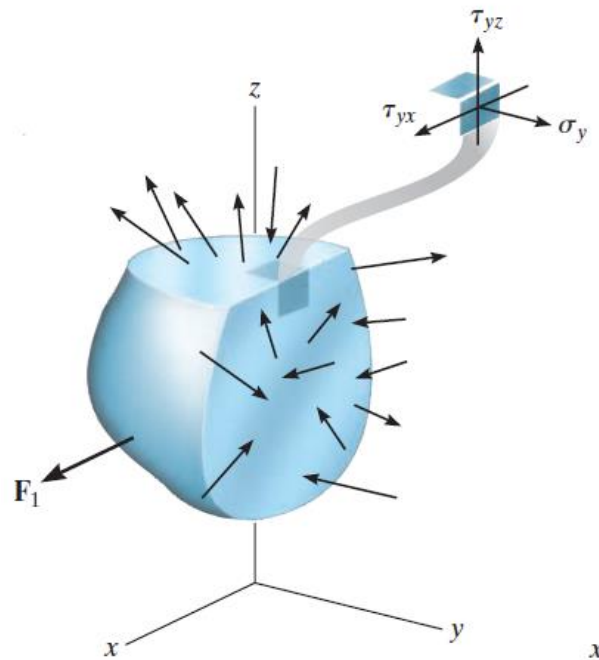
Quando a intensidade da força é tangencial ao diferencial de área ΔA , a tensão é de cisalhamento (HIBBELER, 2010).

$$\tau_{zx} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_z}{\Delta A}$$

$$\tau_{zy} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_y}{\Delta A}$$
(2)

A notação cujo índice é z indica a direção da normal saindo do diferencial de área ΔA . A Figura 24 ilustra a direção das tensões de cisalhamento.

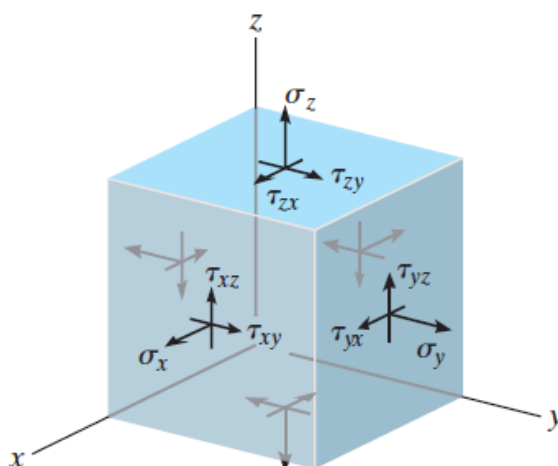
Figura 24 – Tensão de cisalhamento



Fonte: (Hibbeler, 2016)

2.4.4 Estado geral de tensão

Se o corpo for mais vezes seccionado e tomarmos por um cubo “Figura 25”, cada face de cubo irá conter três componentes de tensão, uma normal à superfície de corte e outras duas perpendiculares ao plano no corte, as tensões de cisalhamento. A junção de todas as componentes forma o estado geral de tensão, que é considerado quando as seções são feitas nos planos x, y e z (HIBBELER, 2010).

Figura 25 – Estado geral de tensões

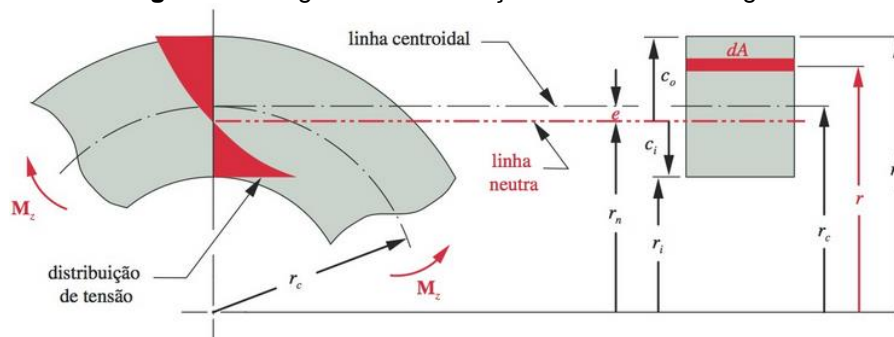
Fonte: (Hibbeler, 2016)

2.4.5 Vigas curvas sob flexão

É comum em elementos de máquinas como ganchos de guindastes e estruturas de prensa serem carregados da mesma forma que vigas. Entretanto uma diferença básica existe, a geometria. Estes elementos citados são curvos, diferente das vigas retas. Uma viga ser curva implica que sua linha neutra não é coincidente com a linha centroidal, a linha neutra se desloca para o centro de curvatura à uma distância e de acordo com a Figura 26 (NORTON, 2013). A distância e é dada por:

$$e = rc - \frac{A}{\int \frac{dA}{r}} \quad (3)$$

onde rc é o raio de curvatura, A é a área da seção transversal e r é o raio do centro de curvatura da viga até a área diferencial dA .

Figura 26 – Viga curva com seção transversal retangular

Fonte: (Norton, 2013)

A distribuição de tensão passa a não ser mais linear, e sim hiperbólica. Seu valor é máximo na superfície interna de uma seção retangular “Figura 26”. O momento

positivo será aquele que busca desentortar a viga. Assim tem-se a tração na superfície interna e compressão na superfície externa com a aplicação do momento positivo e troca em caso de momento negativo (NORTON, 2013).

Nos carregamentos de flexão pura as expressões para as tensões máximas nas superfícies externas e internas são:

$$\sigma_i = + \frac{M}{eA} \left(\frac{c_i}{r_i} \right) \quad (4)$$

$$\sigma_o = - \frac{M}{eA} \left(\frac{c_o}{r_o} \right) \quad (5)$$

onde o índice i representa à superfície interna e o a superfície externa. Ambos os r representam os raios de curvatura. As duas relações apresentam a razão c/r , se o raio de curvatura for grande em relação a c a viga curva está mais próxima de uma viga reta (NORTON, 2013).

2.5 Tipos de falhas em projetos de ganchos

É comum nos ganchos de içamento as falhas acontecerem onde há mudança de seção transversal, pois nesses pontos há concentração de tensão que levam a iniciação de trincas. Posteriormente o efeito de fadiga promove o crescimento das trincas e pôr fim a falha final do elemento (DAS; MUKHOPADHYAY; BHATTACHARYYA, 2018).

Além disso, o enfraquecimento do gancho devido ao desgaste, a deformação plástica devido à sobrecarga e tensões térmicas altas são razões que provocam a falha. Todas essas falhas podem ser evitadas se as regiões de concentração de tensão forem bem previstas e modificações de projeto reduzam a tensão nesses pontos (SHABAN, 2013).

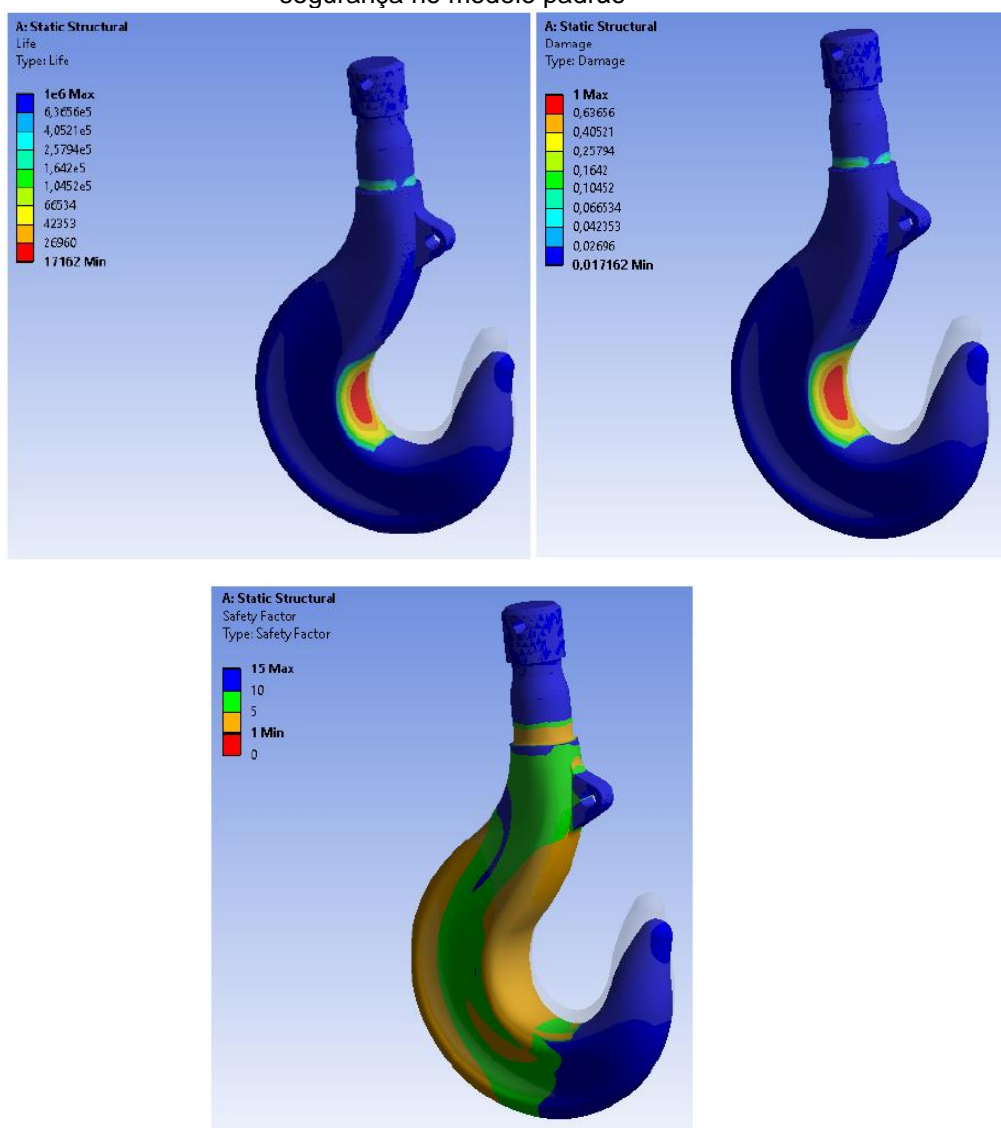
2.6 Concentração de tensão

Até então as discussões sobre as distribuições de tensões ocorrendo em seções transversais uniformes. No entanto podendo entender que as seções transversais dos ganchos não são uniformes, isso irá desencadear concentrações de

tensões. A mudança na geometria ocorre em basicamente toda a forma do gancho, e em cada mudança de geometria irá ocorrer concentração de tensão (NORTON, 2013).

No estudo realizado por Teke, Akbulut e Ertas (2021) valores de vida de fadiga, danos e fator de segurança são estudados num gancho padrão DIN 15401, semelhante a NBR 10070. Uma comparação entre os valores obtidos é apresentada na Figura 27. As imagens citadas evidenciam as superfícies que ocorre concentração de tensão. Estas regiões também são locais de início das fissuras por fadiga.

Figura 27 - (a) – Vida por fadiga do modelo padrão; (b) Dano do modelo padrão; (c) Fator de segurança no modelo padrão



Fonte:(Teke, Akbulut e Ertas, 2021)

Qualquer geometria particular pode ter o seu valor de concentração de tensão dado por um fator geométrico de concentração de tensão. Esses coeficientes são K_t

para as tensões normais e K_{ts} para tensões de cisalhamento (NORTON, 2013). Desta forma a tensão máxima num local especificado pode ser dada por;

$$\sigma_{max} = K_t * \sigma_{nom} \quad (6)$$

$$\tau_{max} = K_{ts} * \tau_{nom} \quad (7)$$

Sendo σ_{nom} e τ_{nom} as tensões nominais calculadas para uma situação particular de esforço local.

Os fatores K_t e K_{ts} só consideram o efeito de concentração de tensão devido à geometria e não outros fatores como ductilidade ou fragilidade de determinado material e se o carregamento é estático ou dinâmico.

2.6.1 Tensão admissível e fator de segurança

Em diversas hipóteses adotadas nos projetos de estruturas existem as incertezas. Essas incertezas são relacionadas às propriedades dos materiais, riscos ambientais e aplicação das cargas. Para contornar essas incertezas e considerar os riscos das falhas, o risco que cada aplicação apresenta aos humanos, os engenheiros utilizam o fator de segurança (UGURAL, 2009).

Esse fator assegura que a carga aplicada a uma estrutura não irá exceder a máxima carga que essa estrutura suporta. O fator de segurança n_s se dará pela razão da carga de falha pela carga admissível de um corpo. Quanto maior o fator de segurança, maior terá que ser uma carga aplicada para desenvolver uma falha (UGURAL, 2009).

$$n_s = \frac{\text{carga de falha}}{\text{carga admissível}} \quad (8)$$

A carga de falha é obtida em ensaios mecânicos e o fator de segurança pode ser calculado de acordo com normas, de acordo com o elemento e sua aplicação. A norma NBR 10070 não cita qual deve ser o fator de segurança esperado para os ganchos.

Também é possível expressar o fator de segurança em termos de tensão normal e tensão de cisalhamento (HIBBELER, 2010).

$$n_s = \frac{\sigma_{rup}}{\sigma_{adm}} \quad (9)$$

ou

$$n_s = \frac{\tau_{rup}}{\tau_{adm}} \quad (10)$$

Em qualquer dos casos citados acima, o fator de segurança deve ser maior que 1 para evitar a falha. Um fator próximo de 1, indica a intenção de economia de peso e recursos financeiros, como nos casos dos aviões. Um fator de segurança maior, indica a preferência por segurança, como a construção de usinas nucleares (HIBBELER, 2010).

2.6.2 Concentração de tensões na solitação estática

Em situações de solitação estática a ductilidade ou fragilidade de um material tem o seu comportamento conhecido. Nos materiais dúcteis o escoamento é local no ponto onde existe aumento de tensão, enquanto nos locais mais afastados da descontinuidade geométrica permanecem abaixo do ponto de escoamento (NORTON, 2013).

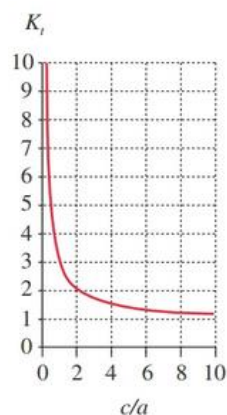
Nestes casos de escoamento local, a curva de tensão-deformação se torna não linear e de baixa inclinação, isso implica na prevenção de grandes aumentos de tensão nos pontos solicitados. Quanto mais esforço é solicitado mais material escoar, e mais área de seção transversal entra na região de escoamento. Desta forma em materiais dúcteis sob solitação estática é comum ignorar os efeitos de concentração de tensões geométricas. No entanto em casos de redução da área da seção transversal ou remoção de material (otimização topológica) esses pontos devem ser considerados (NORTON, 2013).

2.6.3 Determinação dos fatores geométricos de concentração de tensão

Para algumas geometrias simples é possível utilizar a teoria da elasticidade para fornecer funções de concentração de tensão. A Figura 28, por exemplo, mostra

os valores da concentração de tensão em relação as dimensões c/a de um furo elíptico em uma placa semi-infinita sob uma carga axial.

Figura 28 – Concentrações de tensão na aresta de um furo elíptico de uma placa



Fonte: (Norton, 2013)

2.6.4 Medição de concentração de tensão

Além do auxílio da teoria da elasticidade para a determinação de valores de concentração de tensão, outros fatores foram obtidos experimentalmente com ensaios de carga controlada. Vale adicionar que os métodos de análise por elementos finitos do inglês *Finite Element Analysis* (FEA) e análise com elementos de contorno do inglês *Boundary Element Method* (BEM) estão sendo largamente utilizados para calcular fatores de concentração de tensão (NORTON, 2013).

2.7 Teorias de falha mecânica

É importante definir claramente o que a palavra falha quer dizer. Caso as deformações de uma peça sejam tão significativamente grandes a ponto de a peça perder sua função é uma falha. Ou ruptura instantânea fazendo uma peça se dividir também é uma falha. Diferentes mecanismos podem causar diferentes tipos de falhas. No entanto a natureza dos materiais também pode indicar o tipo de falha que cada peça pode enfrentar. Nos materiais dúcteis, há deformação significativa antes deles se romperem, nos materiais frágeis eles se rompem praticamente antes de qualquer deformação (NORTON, 2013).

O tipo de carregamento, estático ou dinâmico também tem grande influência na falha. Cargas estáticas são aplicadas de maneira lenta, e são assumidas como constantes ao longo do tempo. As cargas dinâmicas podem ser interpretadas como

sendo aplicadas subitamente (cargas de impacto) e como uma série de repetições ao longo do tempo. Além disso, quando o carregamento é dinâmico, os materiais dúcteis se comportam como materiais frágeis e tendem a falha da mesma forma (NORTON, 2013).

2.7.1 Falha de materiais dúcteis sob carregamento estático

Os materiais dúcteis se rompem apenas quando são tensionados estaticamente acima de suas tensões limite de ruptura, suas falhas ocorrem quando escoam sob carregamento estático. A tensão de escoamento um pouco menor que a tensão de ruptura (NORTON, 2013).

Ao longo dos anos diversos estudos surgiram para explicar essas falhas, porém apenas duas concordam com valores experimentais, a teoria máxima de tensão de cisalhamento por Tresca e a teoria de Von-Misses, que será discutida no trabalho.

2.7.2 A teoria da energia distorção de Von Misses

Microscopicamente o mecanismo de deformação é entendido como o deslizamento de átomo na estrutura cristalina. A tensão de cisalhamento provoca o deslizamento junto da distorção do formato da peça. Ela acumula energia devido a deformação, indicando o valor da tensão de cisalhamento (NORTON, 2013).

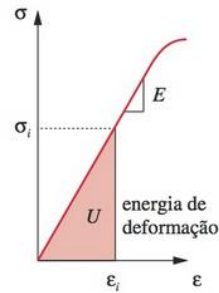
Se imaginou que muita energia de deformação acumulada seria o motivo da falha, mas experimentos anularam a tese. Segundo a Figura 29, a energia de deformação U por unidade de volume é a área abaixo da curva tensão-deformação. Até certo ponto, a curva tensão-deformação é linear, então U pode ser expressa como:

$$U = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad (11)$$

E para um estado tripla de tensões

$$U = \frac{1}{2} (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3) \quad (12)$$

Sendo σ_i e ε_i as tensões e deformações principais que atuam no plano tensão cisalhante zero.

Figura 29 – Energia de deformação interna de uma peça deformada

Fonte:(Norton, 2013)

Duas componentes formam a energia de deformação, uma é devido ao carregamento hidrostático, que exclusivamente altera o volume do corpo e outra devido a distorção, que altera a forma. Portanto:

$$U = U_h + U_d \quad (13)$$

a partir desta equação é possível deduzir que a tensão de escoamento pode ser expressa em função das tensões principais:

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \quad (14)$$

Para o estado duplo de tensão $\sigma_2 = 0$ a equação acima pode ser reduzida para

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_3\sigma_1} \quad (15)$$

2.7.3 Tensão equivalente de Von Misses

Os sistemas mecânicos, estão submetidos por várias cargas, que tanto normal quanto tensão de cisalhamento num mesmo ponto, então é necessária uma tensão equivalente que considere a combinação dessas tensões para definir o estado de tensão da peça. A tensão equivalente de Von Misses σ' é uma tensão de tração uniaxial cuja energia de distorção é a combinação das tensões aplicadas (NORTON, 2013). Para o caso tridimensional a S'_y é expressa como:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \quad (16)$$

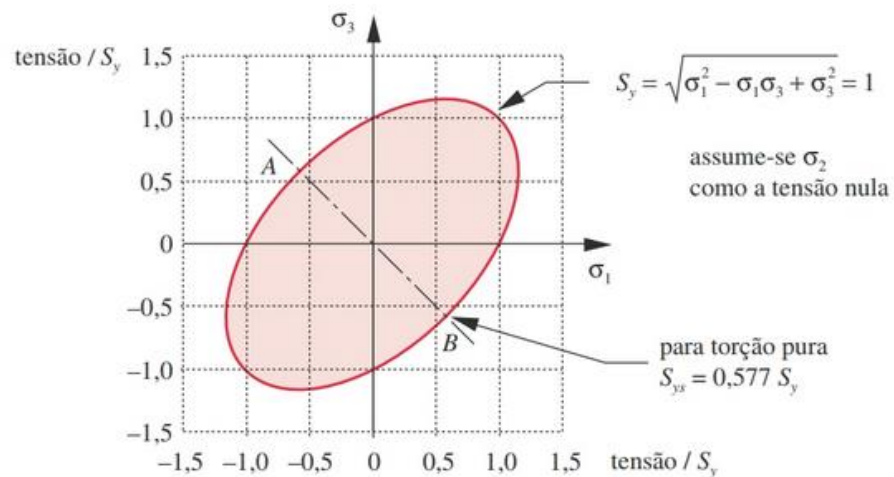
a tensão equivalente de Von Misses também pode ser expressa em termos de tensões aplicadas:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (17)$$

2.7.4 Coeficiente de segurança para o critério de Von Misses

As equações (21) e (22) definem condições para a falha. Em projetos é necessário incluir um coeficiente de segurança n , com função de assegurar que o estado de tensões dentro da elipse de falha na Figura 30 abaixo.

Figura 30 – Elipse de energia de distorção no caso 2D normalizada para a tensão de escoamento do material



Fonte: (Norton, 2013)

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (18)$$

2.7.5 Carregamentos Cíclicos

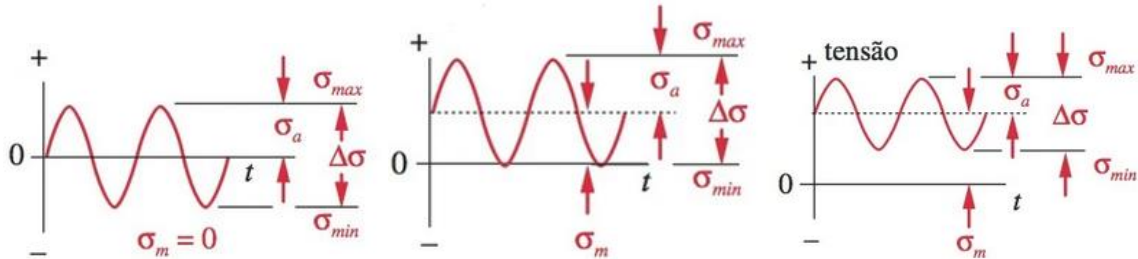
As falhas por fadiga são responsáveis por 80 a 90% das falhas mecânicas em estruturas de engenharia. Assim, muitos estudos foram desenvolvidos para entender melhor esse fenômeno. Esse tipo de falha ocorre que peças em funcionamento adequado por intervalos de tempo, mas em que certa altura se torna “cansadas” após esforços repetitivos (SOBOYEJO, 2002).

Os carregamentos cíclicos estão diretamente ligados ao fenômeno de fadiga. Para Campbell (2008), três fatores estão presente neste tipo de falha, tensão máxima

com um valor extremamente alto, considerável oscilação entre tensões máximas e mínimas e alto número de cíclicos.

Os carregamentos cíclicos possuem configuração diferentes “Figura 31 (a), (b) e (c), a predominante no uso de ganchos é a repetida. Pois tem valor zero, quando o gancho se encontra livre de carregamento e vai até um valor máximo quando a carga é carregada.

Figura 31 – (a) Tensão alternada; (b) Tensão repetida; (c) Tensão pulsante



Fonte: (Norton, 2013)

Todo carregamento cíclico é composto por dois componentes: a tensão alternada σ_a e a tensão média σ_m .

A diferença entre as tensões máximas e mínimas é σ_r , a tensão alternada é metade dessa variação.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (19)$$

A tensão média é a simples média aritmética entre as tensões máximas e mínimas.

2.7.6 Fadiga por tensão-vida

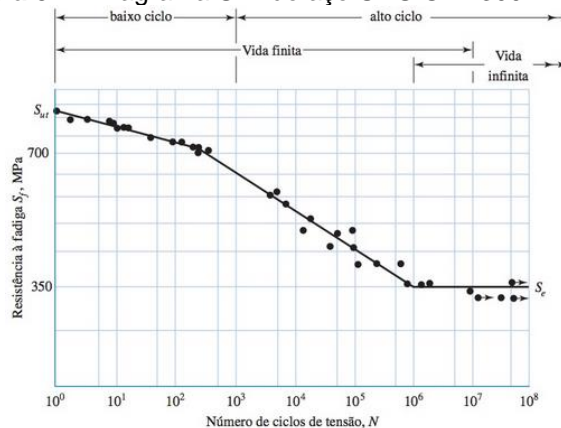
Em projetos e análises que buscam estudar a fadiga três métodos são utilizados: método tensão-vida, deformação-vida e o da mecânica de fratura linear elástica. Todos esses métodos buscam prever a vida de um elemento em número de ciclos até a falha crítica. Um elemento mecânico é comparado com a sua resistência de limite à fadiga, quando passa por mais de 10^6 ciclos (BUDYNAS, 2016).

Este método tem a premissa de fazer com as tensões e deformações locais permaneçam em regime elástico e não haja escoamento local para promover propagação de trincas (BUDYNAS, 2016).

O método de tensão-viga é o menos acurado, especialmente para aplicações de baixa ciclagem. Entretanto, é o modelo com mais estudos publicados. Seu modo de implementação é facilitado para uma vasta gama de aplicação de alta ciclagem, caso do objeto de estudo deste trabalho (BUDYNAS, 2016).

O gráfico da Figura 32 mostra o comportamento a resistência a fadiga para diferentes quantidades de ciclos para o aço UNS G41 300.

Figura 32 – Diagrama S-N do aço UNS G41 300



Fonte: (Budynas, 2016)

Este diagrama foi obtido via ensaios de viga rotativa com carga de flexão aplicada e o número de tensões alternadas requeridos na viga são contados até a falha.

2.7.7 Teoria da falha por fadiga de Goodman

As tensões axiais em um gancho podem ser não constantes ao longo do tempo, em um momento um gancho levanta carga e pode permanecer carregado por um tempo. Após a tarefa o gancho pode ser descarregado, essa itinerância de carga e descarga caracteriza a possibilidade de falha por falha por fadiga ao longo da vida útil de um material dúctil.

Esses ciclos de carregamentos produzem tensões variáveis, repetidas, alternantes ou flutuantes. Vale notar que a falha vai acontecer a um ciclo muito grande de repetições, afinal as tensões máximas flutuantes ou repetidas possuem valores bem abaixo da tensão última de um material (BUDYNAS, 2016).

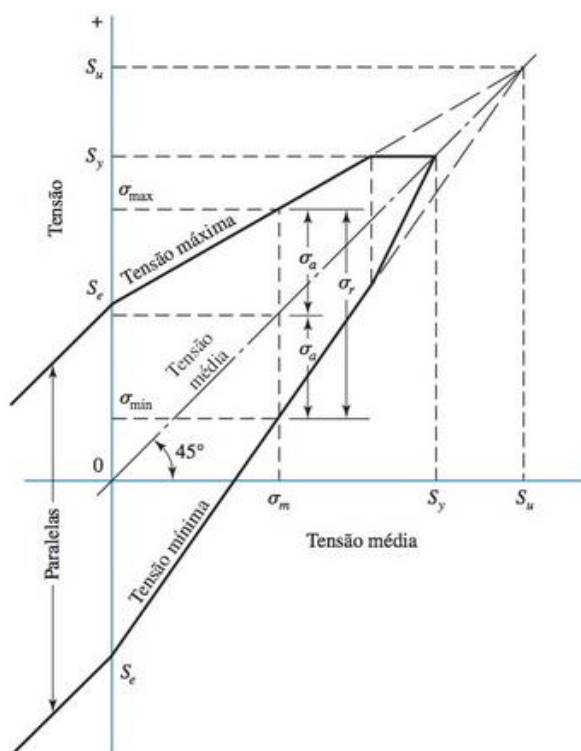
Tendo esses componentes de tensões associados a uma peça, agora é interessante variar a tensão média e a amplitude de tensão para entender a resistência

de fadiga das peças quando sujeitas a essas situações. A Figura 33 representa o diagrama de Goodman modificado. A tensão média é traçada no eixo x e as outras componentes de tensão são traçadas no eixo das ordenadas, com a tração sendo representada no sentido positivo dos eixos. Limite de resistência a fadiga, de endurance ou resistência a vida infinita também são traçados na ordenada, acima e abaixo da origem. A linha de tensão média possui 45° de inclinação em relação à origem até a resistência de tração da peça. O escoamento é um critério de falha, portanto também é traçado em ambos os eixos (BUDYNAS, 2016).

A método de Goodman modificado traz a equação que relaciona o coeficiente de segurança n , a tensão alternante σ_a , a tensão média σ_m , a tensão limite de resistência à fadiga do material corrigida S_e e a tensão última do material S_{ut} .

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} \quad (20)$$

Figura 33 – Diagrama de Goodman modificado



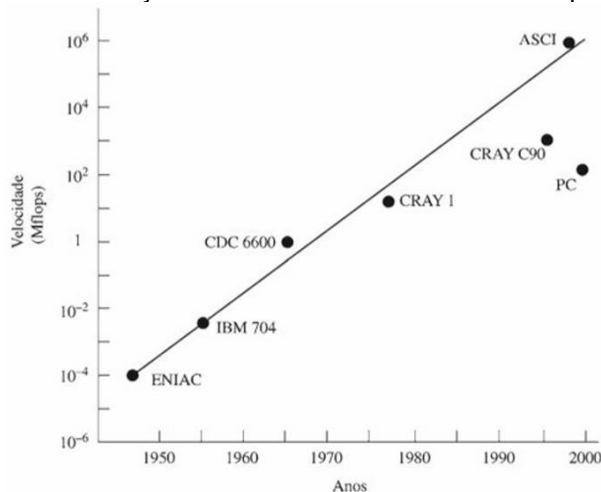
Fonte: (Budynas, 2016)

2.8 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

As soluções analíticas existentes na engenharia servem para analisar componentes mecânicos de geometria simples, como barras, chapas e cilindros, no entanto, elementos reais tem geometrias não uniformes e os métodos analíticos precisariam de simplificações para resolver esses problemas, reduzindo a exatidão das soluções. Técnicas numéricas são empregadas e um computador digital é muito útil. Nos projetos mecânicos, o início ocorre no CAD (*Computer Aided Design* - desenho com auxílio de computador), um projeto CAD tem ótima afinidade com a análise por elementos finitos (FEA). Softwares comerciais como o ANSYS fazem essa integração e são amplamente utilizados na indústria (BUDYNAS, 2016).

O avanço da computação promoveu a evolução dos recursos de hardware que possibilitou maior velocidade e computação na resolução das matrizes (Figura 34), junto a melhoria da computação gráfica, que facilitou a visualização dos estágios pré-processamento e na geração das malhas, assim como a visualização dos resultados.

Figura 34 – Evolução histórica da velocidade dos computadores



Fonte:(Fish e Belytschko, 2009)

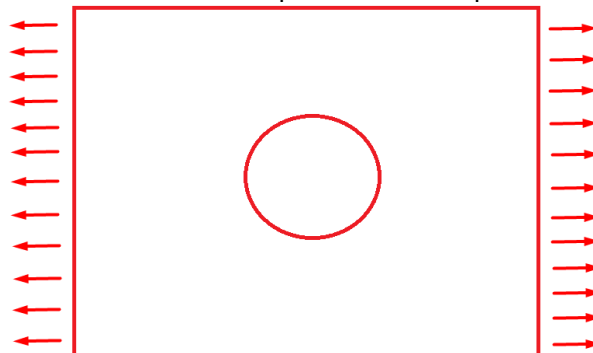
O método de elementos finitos (MEF) é entendido como aproximações numéricas, onde equações diferenciais podem ser resolvidas por aproximação, tais como análise de tensões, escoamento de fluidos, transferência de calor e eletromagnetismo. Para entender essa aproximação, veja a Figura 35, onde se deseja entender a distribuição de tensão axial em um furo. A ideia básica do MEF é dividir um corpo em elementos menores, muitas vezes, o máximo que o computador suportar

fazer uma análise e resolver as equações, para que esses elementos conectados pelos chamados nós tenham uma solução plausível (FISH e BELYTSCHKO, 2009).

É óbvio que quanto maior a quantidade de elementos, junto a maior quantidade de nós, mais exata será a solução, no entanto maior tempo será utilizado para os computadores processarem as equações, logo mais recursos gastos. Esses elementos são vistos na Figura 36.

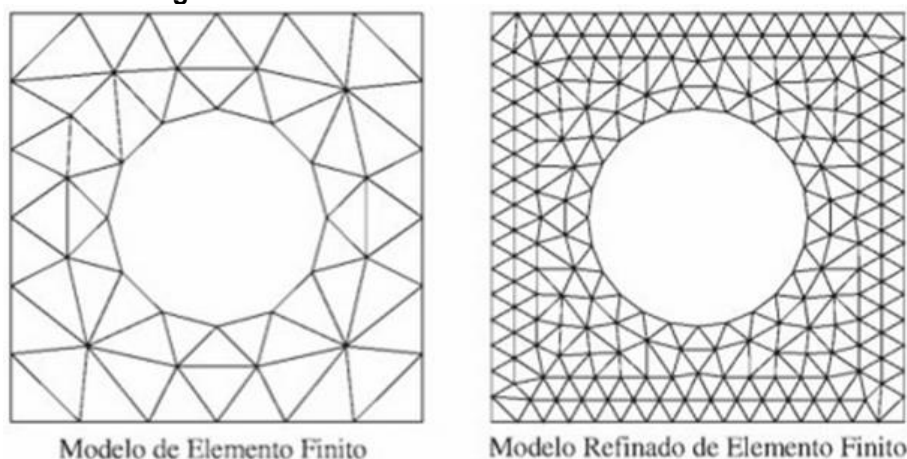
Vale destacar que na análise de tensões o MEF é aplicável apenas nos elementos finitos lineares, isto é, se o comportamento elástico do material for linear e os deslocamentos, pequenos. Esta análise é adequada, pois trabalhar com cargas que implicam em grandes deformações ou que gerem um comportamento não-linear do material (FISH e BELYTSCHKO, 2009).

Figura 35 – Tensão axial aplicada em uma placa com furo



Fonte:(Autoria Própria)

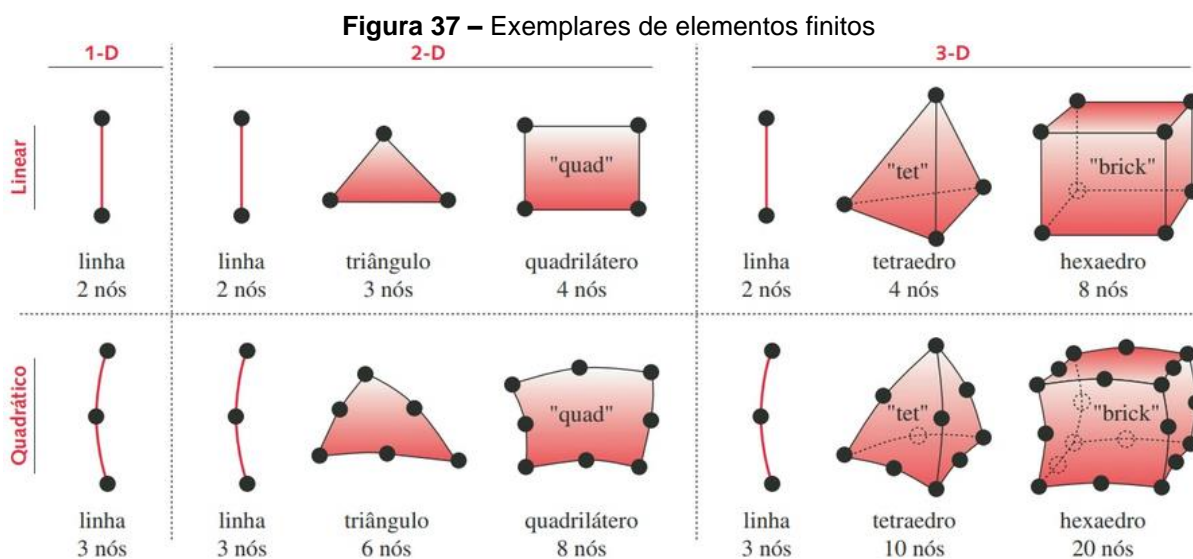
Figura 36 – Placas com furos com elementos finitos



Fonte:(Fish e Belytschko, 2009)

Os elementos finitos podem assumir três dimensões: 1D, 2D e 3D. Estes grupos irão definir quantos graus de liberdade (GDL) cada nó de um elemento irá ter. Os elementos de linha são indicados para simular o comportamento de treliças e só

suportam força em uma direção e não é capaz de suportar nós. Um elemento de linha em 2D é capaz de representar e força em duas direções. Uma linha 3D é capaz de representas momentos e torques, além de forças em 3 direções. Também existe geometria como triângulo, quadriláteros, tetraedros e hexaedros, mais complexos, porém com mais graus de liberdade (NORTON, 2013). Neste trabalho o elemento escolhido será o tetraedro 3D quadrático, que possui 10 nós. A Figura 37 ilustra os diferentes tipos de elementos.



Fonte: (Norton, 2013)

2.9 Discretização dos elementos finitos

É da natureza humana a necessidade de subdividir seus problemas em problemas menores, e que a solução de cada problema menor leve a solução geral do problema. Esse raciocínio foi replicado ao MEF, de modo que o entendimento de cada elemento limite leva ao entendimento do corpo (ALVES FILHO, 2018).

É importante considerar o tipo de elemento que será empregado na Discretização, pois eles irão afetar a eficiência da solução e a eficiência computacional (CHANDRUPATLA, 2019).

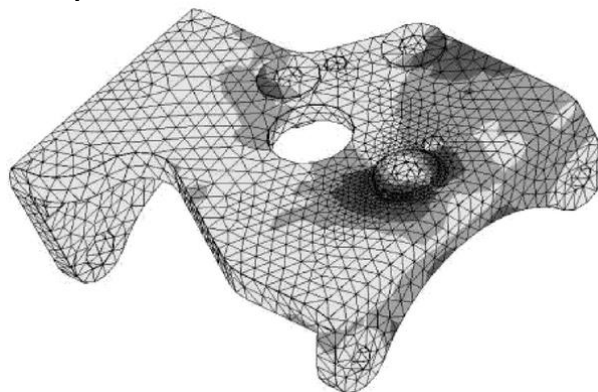
Os elementos tetraédricos lineares são os mais utilizados na geração de malha, pois se adequam a qualquer geometria, até mesmo em contornos curvos. Entretanto, a acurácia dessa geometria de elementos não é a melhor (FISH e BELYTCHKO, 2009).

Se a geração de malha considerar elementos quadrangulares a precisão dos resultados será maior, pois existe um nó a mais por elemento. Nesta geometria deve-

se a busca pelo não surgimento de elementos degenerados, onde nós de diferentes elementos têm a mesma coordenada, assemelhando a elementos triangulares. Nesses pontos não teria solução, sendo necessário o remalhamento, (FISH e BELYTSCHKO, 2009).

A Figura 38 a seguir ilustra um objeto mecânico discretizado com elementos tetraédricos.

Figura 38 – Objeto mecânico discretizado com elementos triangulares



Fonte:(Alves Filho, 2018)

A análise matricial está presente nos estudo que utilizam o MEF, o ponto de partida é a relação entre as forças e deslocamentos que ocorrem nos nós de cada elemento finito. Essa visão se assemelha ao comportamento de uma mola, onde sua relação força-deslocamento é muito importante. No entanto, em uma análise estrutural conceitos como rigidez axial, à flexão e ao cisalhamento devem ser considerados. Surge então o conceito Matriz de Rigidez de um Elemento Finito que irá reger o comportamento de todos os nós de um elemento finito a partir de um sistema de equações algébrico, dos quais os coeficientes dessas equações compõem a matriz de rigidez de um elemento finito (ALVES FILHO, 2018).

A expressão a seguir relaciona matematicamente força, rigidez e deslocamento.

$$\{F\} = [K] * [u] \quad (21)$$

onde,

{F} – matriz coluna das forças atuantes sobre os nós do elemento;

[K] – matriz de rigidez;

[u] – representa o deslocamento de cada um dos nós dos elementos finitos.

2.10 Procedimento de análise do MEF

Para a aplicação do MEF os seguintes passos devem ser seguidos (FISH e BELYTCHKO, 2009):

1. Pré-processamento: subdivisão do domínio do problema em elementos finitos
2. Formulação dos elementos: desenvolvimento de equações para os elementos.
3. Montagem: obtenção do sistema global de equações a partir das equações individuais de cada elemento.
4. Resolução das equações.
5. Pós-Processamento: determinação de valores de interesse, tensões e deformações, e a obtenção da visualização das respostas.

Ainda assim é possível reduzir esses cinco passos em três passos principais: pré-processamento, análise e pós-processamento.

2.10.1 Pré-Processamento

O projeto costuma gastar mais tempo nessa etapa, pois é que dados do projeto são inseridos. No pré-processamento é necessário:

- A modelagem da peça em CAD, neste trabalho sendo feito no Solid Works e exportada para o ANSYS para análise CAE. Ainda é possível utilizar SpaceClaim, ferramenta integrada ao ANSYS.
- Seleção do modo de fabricação do gancho de acordo com a NBR 10070.
- Geração da malha seguida de análise de convergência.
- Definição das condições de contorno, como carga de levantamento.

2.10.2 Análise

É aqui que o computador fará o trabalho que lhe custará alta capacidade de processamento, pois cada elemento finito que compõe a malha será analisado. O programa de análise de computacional irá seguir os seguintes passos:

- Definição dos elementos finitos e suas equações regentes.
- Montagem: organização do sistema global de equações com nas equações de cada elemento.
- Resolução das equações.

2.10.3 Pós-Processamento

Considerando o elemento de elevação de carga gancho, nesta etapa valores como tensão axial, número de ciclos a fadiga e níveis de deformação, além de outros parâmetros de interesse serão explorados já com olhar de resultados.

2.11 Carregamentos e condições de contorno

Restrições físicas como apoios, carga aplicadas e outros eventos sempre estão presentes nas estruturas em problemas de mecânica estrutural. Na mecânica dos sólidos, algumas das condições de contorno mais utilizadas para os problemas de Estado Plano de Tensão (EPT), são ligadas a restrição de movimento em uma ou duas direções (HIBBELER, 2010).

Após a obtenção da matriz de rigidez e dos vetores de carregamento é necessário a aplicação das condições de contorno. Nessas regiões o deslocamento deve ser conhecido, sendo assim a resposta das diversas equações propostas no MEF (BITTENCOURT, 2007).

2.12 Geração de malha

Como já discutido anteriormente, o MEF gera uma quantidade finita de nós e elementos, essa região discretizada tem o nome de malha. Um parâmetro comum das malhas é a sua densidade, quanto mais elementos e nós, maior é a densidade da malha. O termo refinamento de malha também é bastante utilizado, sendo o processo em que se usa uma malha mais densa para obter melhores resultados (BUDYNAS, 2016).

No início do MEF as malhas eram geradas de maneira manual, sendo um processo oneroso e pouco preciso. No entanto vários fornecedores de software de

simulação focaram seus esforços para a geração automática de malha e um refinamento eficiente (BUDYNAS, 2016).

2.13 Introdução a otimização

2.13.1 História da otimização

O ser humano desde sempre buscou melhorar todos os processos ao seu redor, sendo estes simples ou sofisticados. A otimização pode ser atribuída a buscar por processos mais eficientes. Ela está presente em praticamente todas as áreas do embasamento científico e é responsável por colocar a humanidade no padrão que vivemos hoje.

Euclides por volta de 300 A.C usou a otimização em problemas geométricos, ele provou que o quadrado possui a maior área entre retângulos dado um mesmo valor total de arestas (Frazão, 2021). Ainda no campo da geometria, Heron em 100 A.C provou que a luz viaja entre dois pontos através da rota com o menor comprimento quando refletida de um espelho (Noronha, 2020). Esses dois estudos trazem a essência da otimização, o objetivo sempre é maximizar alguma função, a área no caso de Euclides ou a minimização de uma função, no caso de Heron o trajeto percorrido pela luz.

No século XVII Isaac Newton postulou leis que são usadas até hoje e que foram desenvolvidas para problemas de otimização. A criação do cálculo diferencial foi grande propulsora para resolução de problemas de otimização (TORRES; GIRAFFA, 2009).

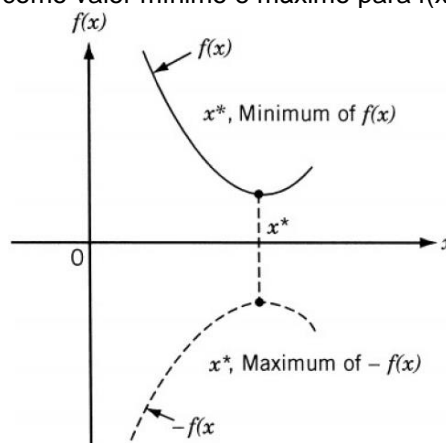
Na área da engenharia química por exemplo os processos costumavam ser projetados e operados de maneira empírica e artesanal. Com o avanço da ciência e o advento da otimização os projetos tinham que ser mais seguros, limpos e principalmente mais baratos, então otimizá-los era o passo para esse avanço. A engenharia de processos aplicou a otimização em áreas do conhecimento como, fenômenos de transportes, termodinâmica, mecânica dos sólidos e dos fluídos (PERLINGEIRO, 2018).

A otimização é um campo de estudo com diversas pesquisas ao longo dos últimos 60 anos. Muitos tipos de problemas e algoritmos para resolvê-los foram

desenvolvidos. As metodologias utilizadas nas diferentes aplicações estão se tornando mais diversas e continuando crescendo (ARORA, 2017).

Na Figura 39 é possível notar que x^* corresponde ao valor mínimo da função $f(x)$, e este mesmo ponto corresponde ao valor máximo do negativo da função $-f(x)$. Rao (2009) conclui que uma otimização pode significar minimização, desde que o máximo dessa função possa ser encontrada pelo negativo dessa função.

Figura 39 – x^* como valor mínimo e máximo para $f(x)$ e $-f(x)$



Fonte:(Arora, 2017)

Fica notório então a importância da otimização, neste trabalho uma área específica da otimização será estudada, a otimização estrutural, mais a fundo a otimização topológica.

2.13.2 Teoria matemática da otimização

Para a solução dos problemas de otimização existem três métodos, o heurístico, metaheurístico e o determinístico, baseado em derivadas.

No método heurístico existem algoritmos exploratórios que resolvem problemas. Eles não requerem recursos computacionais com conhecimento especializado. Para a solução da equação de segundo grau o método não necessariamente utilizaria a fórmula de Bhaskara, mas outros métodos para a resolução. A solução ótima nem sempre é o objetivo do método heurístico, desde que haja um ponto de partida para encontrar uma solução viável, as aproximações darão conta de ter uma boa solução. Desta forma o método costuma encontrar soluções possíveis e não perfeitamente exatas (BUENO, 2009).

Os métodos metaheurístico por sua vez visam utilizar estratégias inteligentes para otimizar os métodos heurísticos. O termo foi usado pela primeira vez por Fred Glover em 1986. Desde então, propostas diferentes surgiram com a intenção de projetar melhores procedimentos para a solução de problemas específicos que ampliem o campo de atuação (ZAPELINI, 2009).

Por fim, entende-se métodos determinísticos, métodos que utilizam informações das derivadas e do vetor gradiente de funções matemáticas, pois com elas é possível definir o comportamento do sistema e definir regiões de soluções ótimas. Utilizando este método é necessário tem registrado o passo de cálculo que controla a evolução da solução. Os métodos de *Golden Section* e *Fibonacci* são usados para obter o passo desse cálculo. É necessário ainda definir a direção de busca é a direção de trajetória até a solução, que comumente é definida pelos métodos de Newton e o BFGS (AVILA; CARDOSO, 2019).

2.13.3 Variáveis de projeto

São valores na maior parte ligados as dimensões da estrutura ou as propriedades do material. A escolha dessas variáveis é um ponto crítico no processo de otimização estrutural, logo muito importante para uma análise consistente. Sua denotação costuma ser o padrão na otimização como um vetor, $X = x_1, x_2, \dots, x_n$) (CHANDRUPATLA, 2019).

2.13.4 Função objetivo

Normalmente ocorre de se ter diversas variáveis de projeto, todas essas podem ser aceitas e satisfazem os requisitos funcionais de um problema. Em alguns casos a otimização de uma variável de projeto pode prejudicar a otimização de outra, não sendo algo positivo, ou seja, as variáveis de projeto devem ser otimizadas em cadeia. Cabe então a otimização encontrar o melhor caminho para otimizar as diferentes variáveis juntas. Quando isso ocorre com um critério ao qual o processo será otimizado temos a função objetivo (RAO, 2009). No trabalho a função objetivo será reduzir a massa de um gancho.

A função objetivo pode ser vista como um parâmetro de eficiência em um projeto de otimização e é classificada como simples ou multiobjetivo. A função objetivo é simples quando existe apenas um objetivo. A função é multiobjetivo quando se tem mais de um objetivo (SILVA, 2005).

2.13.5 Restrições de projeto

Os valores das variáveis de projeto não podem ser estimados arbitrariamente. Alguns critérios devem ser seguidos para que resultados factíveis sejam obtidos com maior rapidez e viabilidade. Na grande parte correspondem a limitações de dimensões e rendimento (RAO, 2009).

Para Silva (2005), as restrições de projeto são divididas em três tipos: restrições laterais, de igualdade e desigualdade. Para variáveis de projeto $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, as laterais são:

$$x_{\min_i} \leq x_i \leq x_{\max_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n_i \quad (22)$$

As restrições de desigualdade:

$$g_j(x) \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, n_j \quad (23)$$

E as restrições de igualdade:

$$h_k(x) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, n_k \quad (24)$$

2.14 Otimização topológica

2.14.1 História da otimização estrutural

No ano de 1988 tem-se os primeiros registros de Otimização Topológica (OT). Bendsøe e Kikuchi foram os primeiros autores a escrever sobre esta forma de otimização (PRESENTE, 2018).

No entanto, antes disso outras formas de otimização estrutural foram desenvolvidas. Ela nasce com a otimização de layout, seguindo para as otimizações paramétricas e de forma, que juntas são a base da criação da otimização topológica (PORTO, 2006).

Em 1904, Michell deu o marco inicial da otimização estrutural. Como extensão de seu trabalho relacionado às treliças de mínimo peso, nas décadas seguintes,

problemas de determinação da localização das juntas das treliças já podiam ser resolvidas.

Então na década de 70, Rozvany e Prager desenvolvem o estudo do layout ótimo de estruturas reticuladas: a união e disposição dos membros estruturais podem ser determinados com base numa localização ótima (ROSVANY, 1991).

Surgiu então a *Abordagem da estrutura reticulada*, tal método defini o domínio geral do projeto, de modo que juntas são criadas, representando a distribuição dos múltiplos pontos, que posteriormente unidos formam os membros estruturais. De início são elencados os membros potencialmente ótimos, e os que restam são eliminados resultando uma nova topologia (PORTO, 2006).

Porém, ainda na busca de menor complexidade e visando aplicações no ambiente industrial (maior praticidade), na década de 60 os problemas de otimização de treliças eram direcionados apenas na otimização de suas seções transversais, com foco na maximização da rigidez estática (KIKUCHI, 1991).

O fato de o domínio de projeto ser mantido fixo no processo de otimização implica na não-complexidade dos problemas de seções transversais. Neste caso, as seções transversais terão mudanças de dimensão, enquanto as juntas serão fixas, desta forma as variáveis de projeto são as seções transversais. Este processo é diferente dos primeiros estudos de layout ótimo, onde as variáveis de projeto eram as juntas (PORTO, 2006).

No início da década de 80, o avanço do MEF promoveu a geração de malhas automaticamente, isto auxiliou a manutenção da qualidade da malha e a definição da sensibilidade dos problemas teve aumento de eficiência (PORTO, 2006).

Em um ambiente geral, a utilização da otimização topológica requer a determinação das condições de contorno e uma distribuição ótima do material da peça para diferentes valores de carga. O problema da otimização pode ser visto como uma variável discreta, isso porque cada ponto no espaço é um ponto material ou um ponto vazio (BENDSØE, 1988).

Após os estudos desenvolvidos por Bendsøe e Kikuchi, países da Europa, Japão e os Estados Unidos da América, na década de 90 aplicaram a otimização topológica largamente nas indústrias automobilísticas e aeronáutica para projetos de otimização de peças (ELY, 2020).

Todo esse crescimento do método foi impulsionado pela crescente complexidade dos problemas de engenharia, o avanço da computação e alta performance e métodos computacionais mais confiáveis (COUTINHO, 2006).

Sempre que um problema é definido e uma solução é proposta, diferentes ações e caminhos visam a solução, então é razoável pensar que um modo de solução é o mais rápido e barato. Segundo Arora (2017), os conceitos de método e minimização, onde a ideia é reduzir ao máximo as variáveis do sistema de forma a convergir a uma saída mais rápida e buscar soluções ótimas.

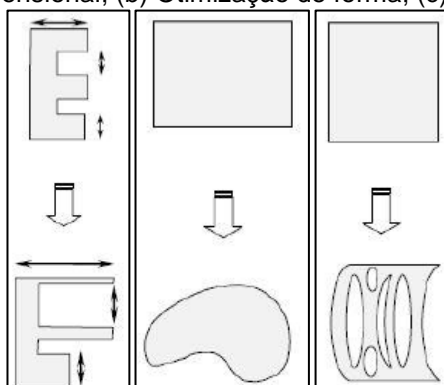
A otimização é um método que busca isso. O processo é minimizar a função objetivo sujeitas as variáveis de projeto, enquanto as restrições de projeto são obedecidas (CHANDRUPATLA, 2019).

O objetivo da otimização é melhorar o desempenho sem que requisitos estruturais sejam comprometidos. A ideia é sempre melhorar uma característica, reduzir a massa, logo o custo, facilitar o processo de fabricação, aumentar a rigidez etc. (MORISHITA, 2015). Para se definir um problema de otimização, é importante seguir os seguintes passos;

- Conjunto de variáveis de projeto: parâmetros dimensionais e propriedades do material. Podem ser contínuos, assumem qualquer valor dentro de um intervalo, ou discretos, assumem somente valores permitidos e isolados.
- Função objetivo: São funções geradas a partir das variáveis de projetos, na otimização a busca é sempre para maximizar ou minimizar essas funções.
- Restrições: O projeto deve obedecer determinadas exigências. As restrições limitam as variáveis de projeto.

A otimização estrutural é dividida em três classes segundo Cordeiro (2007): otimização dimensional na Figura 40 (a), otimização de forma na Figura 40 (b) e otimização topológica na Figura 40 (c). O objetivo deste trabalho é aplicar a otimização topológica a um gancho de levantamento, portanto só essa será discutida.

Figura 40 – (a) Otimização dimensional; (b) Otimização de forma; (c) Otimização topológica

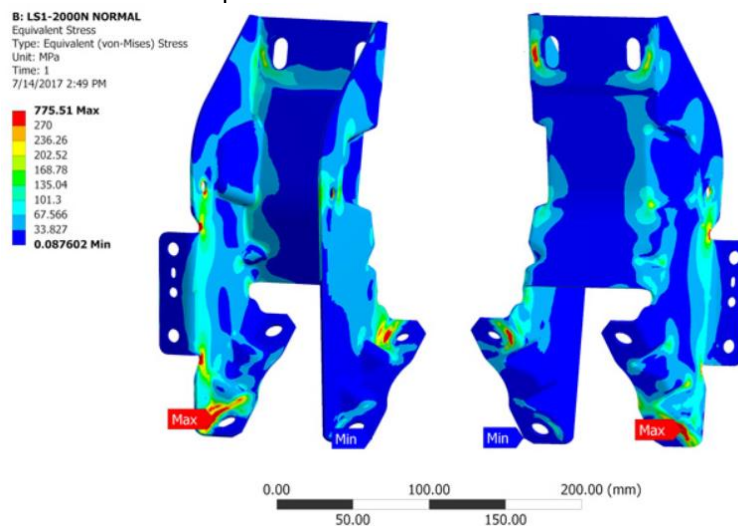


Fonte:(Coutinho, 2006)

2.14.2 Exemplos de otimização topológica na indústria

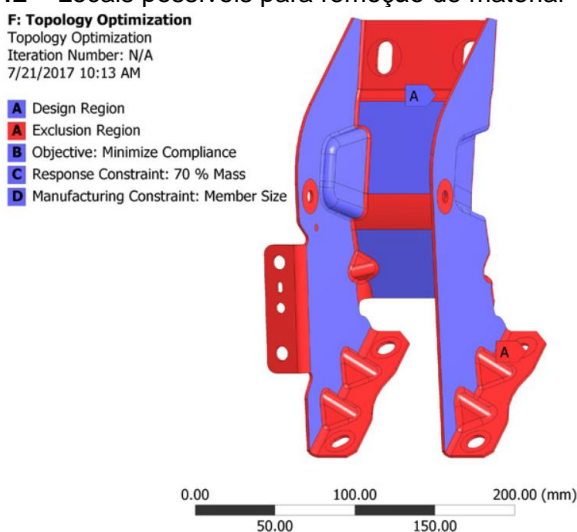
A otimização topológica fez sendo usada na indústria automotiva. Hardikar; Ellitot (2018) otimizaram topologicamente o pedal de freio de veículos, reduzindo a massa em 20% sem comprometer a resistência. Na Figura 41 é o possível notar que as tensões aplicadas ao pedal são baixas na maior parte da estrutura, e assim é possível remover material do pedal sem comprometer a estrutura.

Figura 41 – Tensões aplicada a um freio de veículo automotivo



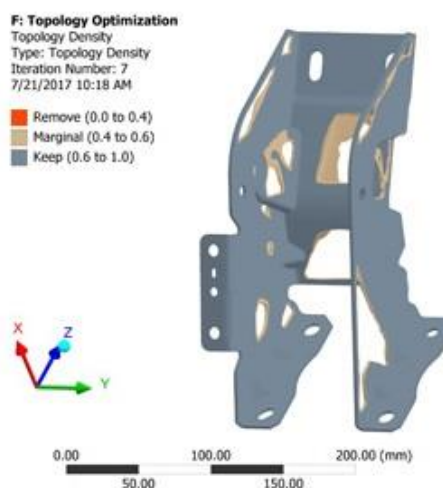
Fonte:(Hardikar, 2018)

Figura 42 – Locais possíveis para remoção de material



Fonte:(Hardikar, 2018)

Figura 43 – Freio após remoção de material



Fonte:(Hardikar, 2018)

2.14.3 Otimização topológica

O objetivo é determinar a melhor distribuição de material em um domínio pré-determinado, respeitando e restrições e otimizando a função objetivo. Os elementos do domínio discretizado recebem o valor de 0 para ausência total de material e 1 para preenchimento total de material (CORDEIRO, 2007).

Um algoritmo de otimização é usado para encontrar de maneira iterativa uma ótima distribuição, este é um processo rápido, caso contrário milhares de análises seriam necessárias para encontrar a ótima distribuição. Os modelos de otimização aceleram o processo de busca de melhor distribuição de material, eles utilizam os

gradientes da função custo em relação à quantidade de material em cada elemento (LIMA, 2002).

A otimização convencional pelo método de variação dimensionais necessita de muitos processos de redefinição da malha, o que o torna um processo complexo e demorado, a otimização topológica simplifica isso, pois as dimensões iniciais tendem a serem respeitadas (HASSANI, 1999).

A otimização topológica também é mais genérica quando comparada a otimização de forma ou dimensional, a quantidade de material removido é maior neste tipo de otimização, implicando numa estrutura mais leve e com melhor desempenho, indicando uma grande vantagem (LIMA, 2002).

O método de resolução é o método de homogeneização pois segue os seguintes pontos:

- A otimização da forma geral é um problema pontual de existência ou não de material;
- O processo requer implementação requer algoritmos de otimização discreta e é instável;
- É capaz de lidar com muitas variáveis de projeto ao mesmo tempo.

2.14.4 Forma geral matemática de um problema de otimização estrutural

As funções e variáveis a seguir sempre estão presentes nos problemas de otimização do topológica, sendo estas: a função objetivo (f), função que classifica projetos, para cada design f retorna um valor que indica a qualidade do design. Em problemas de minimização se deve escolher um f que seja menor, pois normalmente ele se refere a peso ou custo de um projeto; variável de projeto (x), função ou vetor que descreve o projeto que serão alteradas no processo de otimização, representam fatores geométricos ou escolha de material; estado variável (y), dada uma estrutura e dada as variáveis x , y é uma função ou função que representa a resposta da estrutura. Em uma estrutura mecânica essas respostas podem ser tensão, força ou deformação (CHRISTENSEN; KLARBRING. 2008).

Desta forma um problema geral de OT tem a forma que deseja minimizar $f(x, y)$ sujeita as restrições de comportamento de y e as restrições das variáveis de x .

É comum num problema de otimização a descrição da equação de equilíbrio (25), está equação também é vista como a matriz de rigidez. Nesta equação ρ representa o vetor de variáveis de projeto, K representa a própria matriz de rigidez, f é o vetor de carregamento e u o vetor de deslocamento.

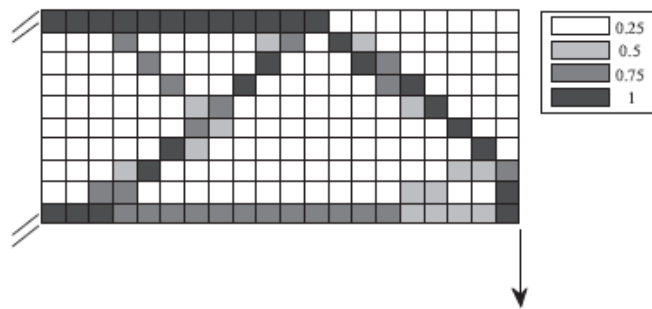
$$K(\rho)U = f \quad (25)$$

Como citado anteriormente o cerne para um OT é a técnica de distribuição de materiais, associar para cada pixel da representação de uma variável de projeto uma quantidade de material utilizada nesse subconjunto. Assim determinar quais elementos do domínio devem fazer parte da estrutura final, as variáveis de projeto ρ assumem valor discreto que variam de 0 a 1 (ARORA, 2017), como visto na Figura 44. É possível então formular um problema de otimização no domínio Ω :

$$\sum_{e=1}^N v_e \rho_e \leq V \quad (26)$$

$$\rho_e \in \{0,1\}, e = 1, \dots, N$$

Figura 44 – Valores discretos na otimização topológica



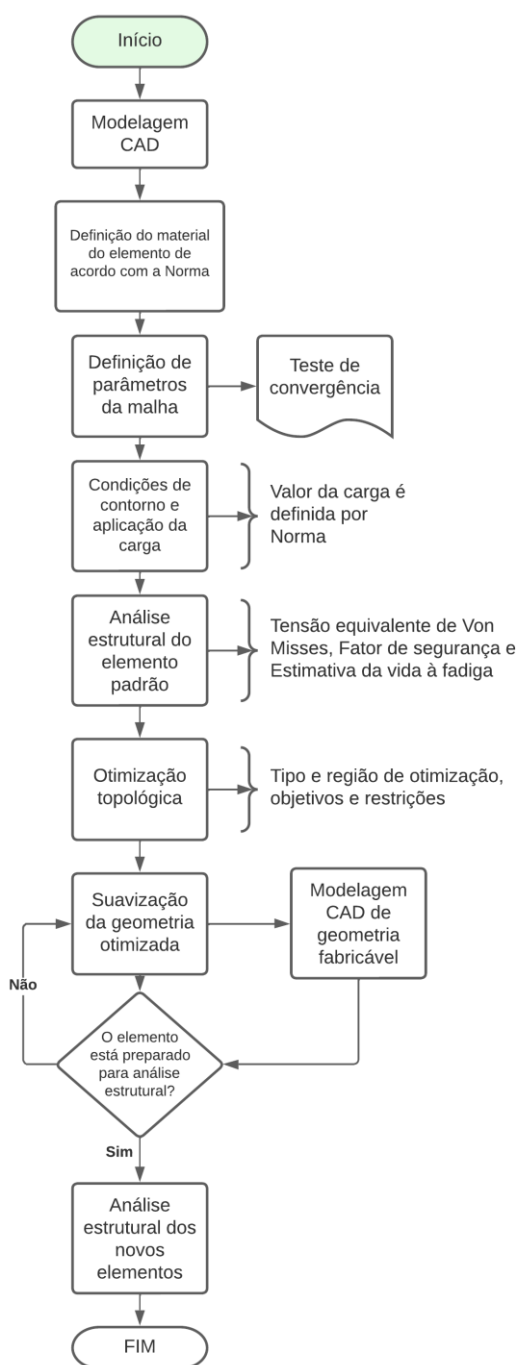
Fonte:(Belegundu. Chandrupatla, 2019)

3 METODOLOGIA

3.1 Fluxograma de trabalho

A Figura 45 representa o fluxograma de trabalho utilizado e enuncia as principais tarefas que devem ser realizadas para atingir o resultado.

Figura 45 – Fluxograma de trabalho



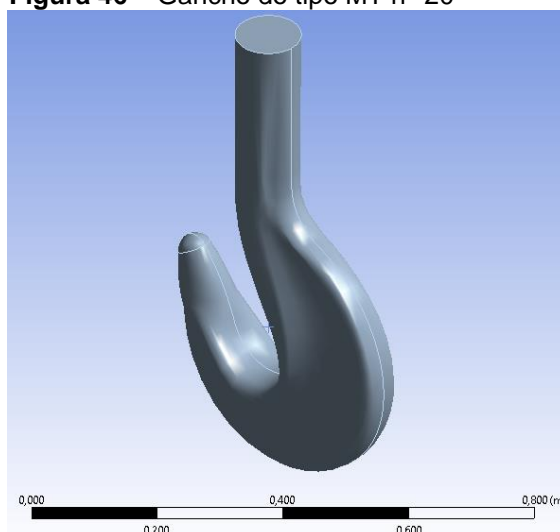
Fonte: Autoria própria

3.2 Projeto de gancho segundo a norma NBR 10070 em modelagem CAD

Tendo em consideração a NBR 10070 apresentada anteriormente o gancho será modelado do tipo MT tamanho número 20 “Figura 46”. O modelo na estrutura será desenvolvido em um software CAD e posteriormente importada para o software ANSYS, ele será usado para o processo de discretização, geração de malha, análise e otimização. Cada uma dessas etapas será apresentada posteriormente.

O modelo teve um processo de extrusão que o fez ser considerado como um sólido de uma face só, isso se tornou um problema no momento de aplicação da carga na seção 3.3.2. Nessa seção será discutido a solução para este problema. Uma das dimensões do gancho não foi compreendida da norma. Trata da região hachurada na Figura 5 próxima ao “bico” do gancho. Este valor foi escolhido arbitrariamente e não tende a afetar o estudo do gancho. Em anexo apresenta-se a folha de desenho do gancho do tipo MT n°20, as dimensões estão de acordo com os dados da Figura 7.

Figura 46 – Gancho do tipo MT n° 20



Fonte: Autoria própria

3.2.1 Simplificações e exportação

Todo o gancho segundo a norma possui uma rosca para fixação. Neste projeto a rosca será trocada por um apoio fixo no topo do gancho “Figura 52”, com a mesma função como de condição de contorno.

3.2.2 Definição do material para o gancho

A classe de resistência do gancho é definida pela NBR 10070. O desejado para este projeto é que o gancho tenha uma tensão mínima ao escoamento de 490 MPa, portanto uma classe de resistência “T”. Na Figura 21 é possível afirmar que a tensão mínima de escoamento para um gancho dessa classe é 490 MPa. Portanto o material escolhido foi o aço 1080.

3.2.3 Grupos de mecanismos

É preciso definir o grupo de mecanismo de trabalho que será utilizado junto ao gancho segundo a Figura 21. Para isso informações como classe de funcionamento e estados de solicitação são importantes.

A escolha dos grupos de mecanismos deve ser guiada pela NBR 8400. Este processo foi feito com a ajuda da apostila do Arthur Tamasauskas (2020). A Figura 48 serve de exemplo para o gancho de içamento, e assim definir a classe de funcionamento e estados de solicitação. A estrutura escolhida é um guindaste portuário com gancho, o tipo de mecanismos é o L, que significa levantamento principal. A classe de funcionamento será V_2 pois o tempo médio de trabalho de um gancho varia entre 2 e 4 horas por dia “Figura 47”, com consequente estado de solicitação 2. Definiu-se então o grupo de mecanismo 2_m .

Figura 47 – Classe de funcionamento

Classe de funcionamento		
Classe	$t_m [h]$	$t_d [h]$
$V_{0,25}$	$t_m \leq 0,5$	$t_d \leq 800$
$V_{0,5}$	$0,5 < t_m \leq 1$	$t_d \leq 1600$
V_1	$0,5 < t_m \leq 2$	$t_d \leq 3200$
V_2	$2 < t_m \leq 4$	$t_d \leq 6300$
V_3	$4 < t_m \leq 8$	$t_d \leq 12500$
V_4	$8 < t_m \leq 16$	$t_d \leq 25000$
V_5	$t_m > 16$	$t_d \leq 50000$

Fonte: (Arthur Tamasauskas, 2020)

Figura 48 – Guia para escolha da classe de funcionamento e estado de solicitação

Estruturas	Mecanismos	Classe de funcionamento	Estado de solicitação	Grupo	Motores elétricos	
					Intermitência [%]	Classe de partida
10) Guindaste para serviços de montagem	L – LA	$V_{0,5} - V_1$	1 – 2	1 Bm – 1 Am	25% – 40%	150
	R	$V_{0,5} - V_1$	1 – 2	1 Bm – 1 Am	25% – 40%	150
	O	$V_{0,5} - V_1$	1 – 2	1 Bm – 1 Am	25% – 40%	150
	T	$V_{0,5} - V_1$	1 – 2	1 Bm – 1 Am	25% – 40%	150
11) Guindaste portuário com gancho	L	$V_2 - V_3$	2	2 m – 3 m	40%	150
	R	$V_2 - V_3$	2	2 m – 3 m	40%	150
	O	$V_2 - V_3$	2	2 m – 3 m	40%	150
	T	V_1	2 – 3	1 Am – 2 m	40%	150

Fonte: (Arthur Tamasauskas, 2020)

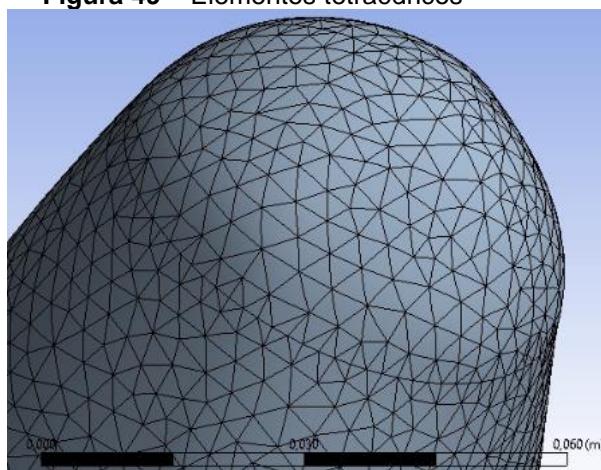
3.2.4 Parâmetros da malha

Após a modelagem da geometria no *SOLIDWORKS* e a importação para o *ANSYS* é possível definir parâmetros para a geração da malha. No programa é possível definir o comprimento da aresta do elemento de malha em “Element Sizing, este parâmetro é referente à distância entre dois nós adjacentes. Antes disso é preciso selecionar “Mesh” para visualizar o tamanho da malha. Veja na Figura 50 as dimensões dadas pelo *ANSYS*.

A análise de convergência de uma malha é importante para confirmar sua confiabilidade do sucesso nas análises que serão feitas futuramente. A convergência de uma malha se dá quando após inúmeros processos de refinamento os resultados de tensão variam pouco, nesse trabalho será considerado a convergência se o resultado de uma malha para a sucessiva estiver em torno de 1% a 3% do resultado anterior.

Como dito na seção de elementos finitos, uma malha é gerada de acordo com a geometria desses elementos, que podem ser elementos tetraédricos ou hexagonais. Os elementos tetraédricos são vistos na Figura 49, eles possuem 4 nós. A geometria do gancho não tem ressaltos ou raios de arredondamentos que exijam um refinamento de malha nesses pontos, então a malha utilizada será a tetraédrica (*Patch Independent*) “Figura 51”, que garante bom refinamento nos pontos de interesse, otimizando a velocidade de otimização (“*ANSYS Meshing User’s Guide*”, 2010).

Figura 49 – Elementos tetraédricos



Fonte: Autoria própria

Na guia “Defaults” uma alteração importante foi feita. Na opção “Element Order”, a ferramenta “Program Controlled” foi substituída por “Quadratic”. Essa ferramenta faz com que as arestas dos elementos finitos tetraédricos sejam quadráticas ao invés de lineares, isso gera melhor adequação às geometrias curvas e conseqüentemente melhores resultados durante as análises e uma melhor geração de malha. O tamanho dos elementos da malha também está descrito na Figura 50.

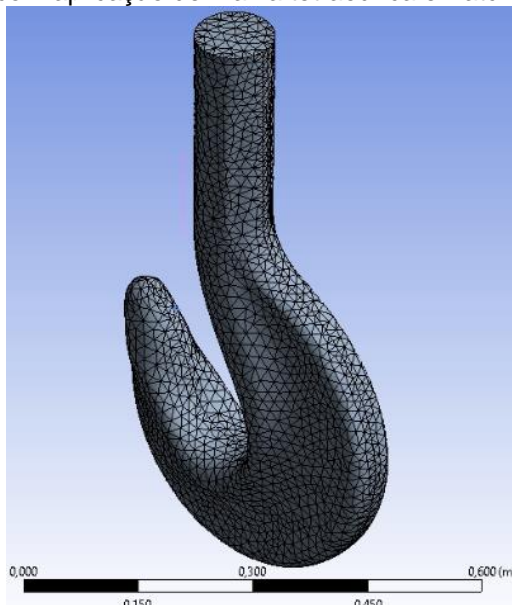
Figura 50 – Detalhes da malha

Details of "Mesh"	
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Quadratic
<input type="checkbox"/> Element Size	2,e-003 m
Sizing	
Use Adaptive Sizi...	Yes
Resolution	Default (2)
Mesh Defeaturing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Initial Size Seed	Assembly
Bounding Box Di...	0,93392 m
Average Surface ...	9,7319e-002 m ²
Minimum Edge L...	7,5983e-002 m
Quality	
Inflation	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	369597
<input type="checkbox"/> Elements	215887

Fonte: (Adaptado de ANSYS, 2022)

Na Figura 51 é possível visualizar a malha de elementos tetraédricos que formam o sólido gancho. A vantagem de se utilizar elementos tetraédricos é reproduzir qualquer geometria, inclusive as curvas (BUTZE; SERT; ÖCHSNER, 2022).

Figura 51 – Gancho com aplicação de malha tetraédrica e Patch Independent



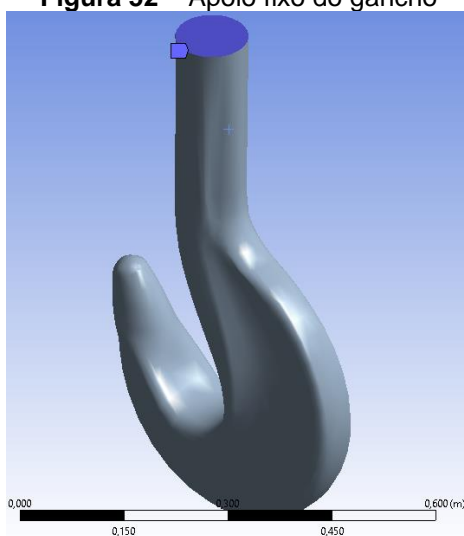
Fonte: Autoria própria

3.3 Condições de contorno e aplicações de carga

Após a aplicação da malha é necessário saber a aplicação dos carregamentos que serão exercidos sobre o gancho, também como as condições de contorno para que a simulação seja a mais fidedigna a uma situação real.

3.3.1 Condições de contorno

Como dito na seção 3.2.1, a rosca foi substituída como um apoio fixo, este apoio é representado como o círculo azul no topo do gancho na Figura 52. Está será a única condição de contorno do nosso problema.

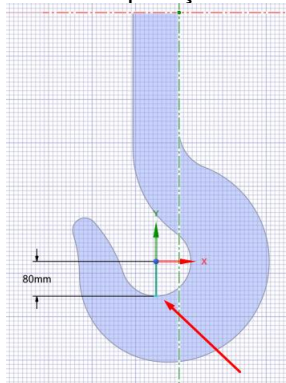
Figura 52 – Apoio fixo do gancho

Fonte: Autoria própria

3.3.2 Cargas aplicadas

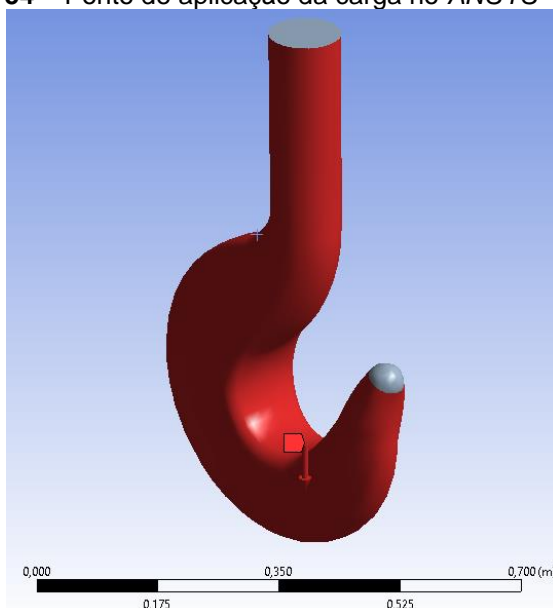
Segundo a Figura 21 diferentes cargas podem ser aplicadas a este modelo de gancho, cabe ao leitor escolher a valor de carregamento. Aqui será decidido um valor máximo de 63 kN, este valor é obtido na Figura 21, sabendo que a classe de resistência do gancho será do tipo T e o grupo de mecanismo é o 2_m .

O problema descrito na seção 3.2 foi resolvido aplicando o “*remote force*”, função no ANSYS que permite a aplicação da força em um ponto específico no espaço. Então foi definida a coordenada de acordo com a Figura 53. Para encontrar este valor foi feita uma linha no “*Space Claim*” conforme a Figura 53. Isso possibilitou a aplicação da força F no sentido negativo do eixo Y, representado o real modo de aplicação da carga em um gancho de içamento. A Figura 54 ilustra o ponto de aplicação no ANSYS.

Figura 53 – Ponto de aplicação da carga

Fonte: Autoria própria

Figura 54 – Ponto de aplicação da carga no ANSYS



Fonte: Autoria própria

3.4 Otimização topológica

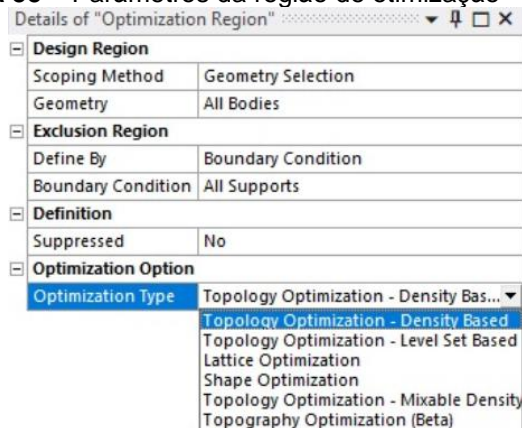
O objetivo do trabalho começa agora a ser desenvolvido no ANSYS, a definição de parâmetros e restrições para a otimização.

3.4.1 Região de otimização

Neste ponto é necessário qual região do corpo será otimizada e qual não. No ANSYS isto é definido com “*Design region*” e “*Exclusion region*”, vide Figura 55.

Além disso é preciso definir a “*Optimization Option*”. O ANSYS oferece seis opções: *topology optimization – Density based*; *topology optimization – Level set based*; *Lattice optimization*; *Shape optimization*; *topology optimization – mixable density*; *topology optimization (Beta)*.

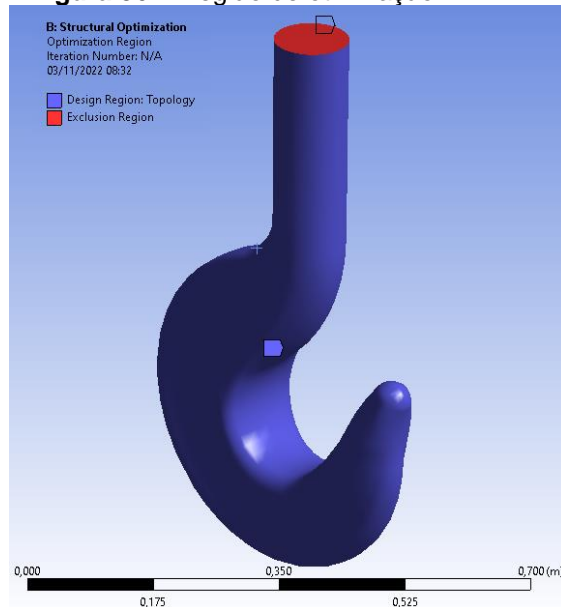
Figura 55 – Parâmetros da região de otimização



Fonte: (Adaptado de ANSYS, 2022)

O corpo todo foi selecionado como design de otimização, exceto a região onde o suporte foi fixado “Figura 56”.

Figura 56 – Região de otimização



Fonte: Autoria própria

Topology optimization – Density based

Este tipo de otimização suporta sólidos, planos e cascas. Qualquer outro elemento definido para a região de otimização é invalidado. No geral algumas limitações existem, como trincas definidas no objeto de fatura, pré tensão na análise modal, grandes efeitos de deflexão na análise estrutural e se caso especificado “*Solver type*” como “*Optimality Criteria*” as restrições poderão ser apenas de massa e volume e as restrições de manufatura apenas valor mínimo.

Uma das metodologias de solução deste modelo pode ser o método *Sequential Convex Programming* (SCP) (ZILLOBER, 1993), que por sua vez é uma

extensão do método MMA (SVANBERG, 1987). Este método exige que a derivada de todas as funções presente no problema de otimização exista. O método MMA aproxima uma solução para o problema de otimização resolvendo uma subsequência de subproblemas. Estes podem ser resolvidos facilmente devido à sua estrutura especial. O *Sequential Convex Programming* garante que o MMA rejeite passos que não convirjam para uma solução ótima (ZILLOBER, 1993).

Já o método de critérios de otimalidade se baseia em densidade com um objetivo de conformidade simples, com restrição de volume e massa para resolver os problemas de otimização. Este critério é um processo iterativo segundo Bensoe e Sigmund.

Outra metodologia de solução baseada na densidade é com restrição na tensão. Esse método aplica restrições de tensão global e local, podendo ser aplicada em mais de um elemento. É possível aplicar um limite superior de tensão para todos os elementos de um sólido. Isto pode ser visto como n restrições de tensão, uma para cada elemento finito (ANSYS HELPER, 2022).

Topology optimization – Level set based

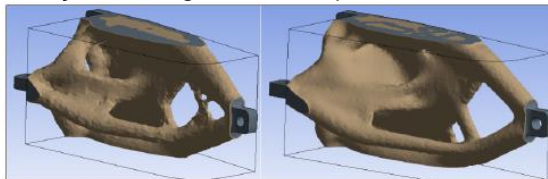
Este método trabalha como o limite das formas de um elemento sólido durante a otimização. É baseada em conjuntos de carga e condições de contorno. O programa então calcula uma forma ótima no domínio do projeto, e pode ser aplicado numa região selecionada, permitindo a adição de restrições específicas (ANSYS HELPER, 2022).

O *level set based* tem considerações diferente no *Workflow* quando comparado à outras opções. Todas as análises estruturais e modais já devem estar definidas antes da otimização. Apenas elementos 3D são suportados. Como resposta de otimização o método consegue entregar massa, volume, centro de gravidade e momento de inércia (ANSYS HELPER, 2022).

O método também permite restrições nos processos de conformação, limitando o tamanho dos elementos em máximo e mínimo e ainda a direção da restrição. Existe ainda indicações e boas práticas para o método. É recomendável malha uniforme, igual para todos os elementos. No entanto, em locais que exijam uma malha mais fina. É exigido uma malha suficientemente fina. Se o sólido final ilustrar características geométricas tão grossas quanto o tamanho de um elemento a malha não é fina o suficiente. A abaixo representa a esquerda 238.000 tetraedros e a direita

950.000 tetraedros. A malha mais fina fornece um design aprimorado (ANSYS HELPER, 2022).

Figura 57 – Diferença no design devido a quantidade de tetraedros



Fonte: (ANSYS HELPER, 2022)

3.4.2 Objetivos de otimização

O objetivo será o foco da otimização, então é importante um objetivo que leve a redução de massa e mantenha a resistência do elemento mecânico. De início apenas a rigidez foi definida como objetivo. No ANSYS para maximizar a rigidez é preciso minimizar a “*compliance*”, Figura 58.

Figura 58 – Objetivos de otimização

Enabled	Response Type	Goal	Criterion	Formulation	Environment Name	Weight	Multiple Sets	Start Step	End Step	Step	Start Mode	End Mode	Mode
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	N/A	Program Controlled	Static Structural	N/A	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A

Fonte: (Adaptado de ANSYS, 2022)

3.4.3 Restrições de otimização

As restrições são importantes para fixar alguma propriedade física, dimensional, de fabricação do gancho e de estimativa de vida à fadiga do gancho por exemplo. De início apenas uma restrição de retenção de no mínimo 25% de massa foi aplicada.

As soluções de otimização podem criar designs não fabricáveis. Cabe ao designer especificar restrições de fabricação no processo de otimização. A restrição de manufatura “*Manufacturing Constraint*”, auxilia no alívio dos problemas no projeto, permitindo a adição de limitações no processo (ANSYS HELPER, 2022). As utilizadas aqui foram as “*Pull out Direction*”, permitida na opção de otimização *Density Based*”. Esta opção, especifica uma direção de extração e uma restrição de projeto de simetria. As direções são relacionadas aos eixos x, y e z, podendo ser contra um eixo, a favor de um eixo ou em ambos os eixos. Também é possível combinar as restrições em eixos diferentes. A vantagem de acionar essa restrição é a possibilidade de o elemento

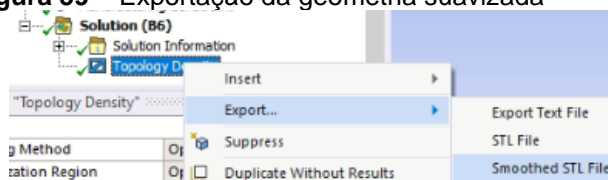
otimizado ser mais próximo ao elemento da norma, ou seja, com processo de fabricação definido.

3.5 Suavização de geometria otimizadas

Após o processo de otimização topológica a geometria gerada é deformada, com geometria não tão bem definida e pontos passíveis de concentração de tensão. Para contornar o problema no *ANSYS Workbench* existe o *SpaceClaim*, ferramenta que edita a geometria da análise e suaviza as mesmas.

Para adequar o modelo, ele foi exportado como “*Smoothed STL*,” Figura 59” e em seguida passou por um processo de suavização no *SpaceClaim*, “Figura 72”.

Figura 59 – Exportação da geometria suavizada



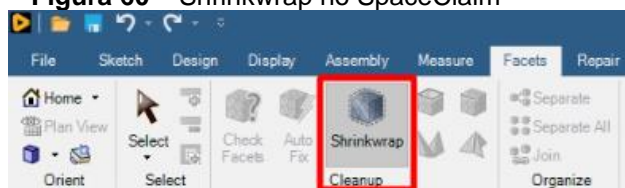
Fonte: (Adaptado de ANSYS, 2022)

A sequência de trabalho é descrita na Figura 60. O primeiro passo é selecionar a geometria, a aba “*Facets*”, selecionar “*Shrinkwrap*”.

No processo de *shrinkwrap* é possível definir o grau de qualidade do processo. Quanto menor o “*size*”, melhor será o contorno da geometria “(Adaptado de ANSYS, 2022)

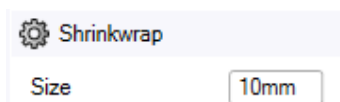
Figura 61”.

Figura 60 – Shrinkwrap no SpaceClaim



Fonte: (Adaptado de ANSYS, 2022)

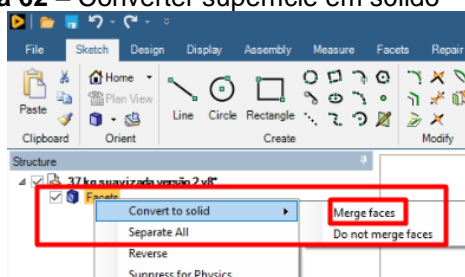
Figura 61 – Definição do “Size” no Shrinkwrap



Fonte: (Adaptado de ANSYS, 2022)

Após este processo é estritamente necessário converter o elemento para sólido “Figura 62”, para que então seja possível a análise estrutural com o elemento otimizado.

Figura 62 – Converter superfície em sólido



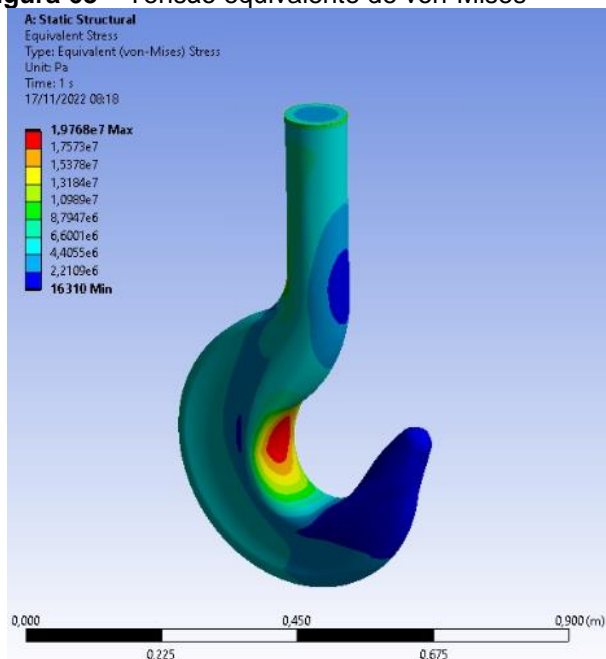
Fonte: (Adaptado de ANSYS, 2022)

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Estimativa da tensão equivalente de von-Mises

Especificadas as condições de contorno, o ponto e valor da aplicação da carga é possível estimar a tensão equivalente de von-Mises. Saber o local em que o gancho é mais solicitado irá indicar as regiões do gancho onde é mais propício a retirada de massa. A Figura 63 indica a região com maior valor de tensão destacada em vermelho com valor de 19,768 MPa. Esta região condiz com o estudo realizado por Teke, Akbulut e Ertas (2021).

Figura 63 – Tensão equivalente de von-Mises



Fonte: Autoria própria

4.2 Fator de segurança e estimativa da vida à fadiga no gancho

Também é possível encontrar o fator de segurança estático mínimo do gancho, pois o mesmo poderá ser utilizado como restrição do problema da otimização. A Figura 65 ilustra o fator de segurança em todo corpo do gancho.

O único valor obtido foi 24,8, no entanto na Figura 65, o máximo valor mostrado é 15, um limitante do ANSYS. Isto indica que o gancho é superdimensionado para a aplicação de carga de 63 kN (encontrada de acordo com a Figura 21), apenas com valores superiores de carga foi visto uma alteração no valor do fator de segurança, tal resposta indica que há possibilidade de remover porcentagens consideráveis de massa.

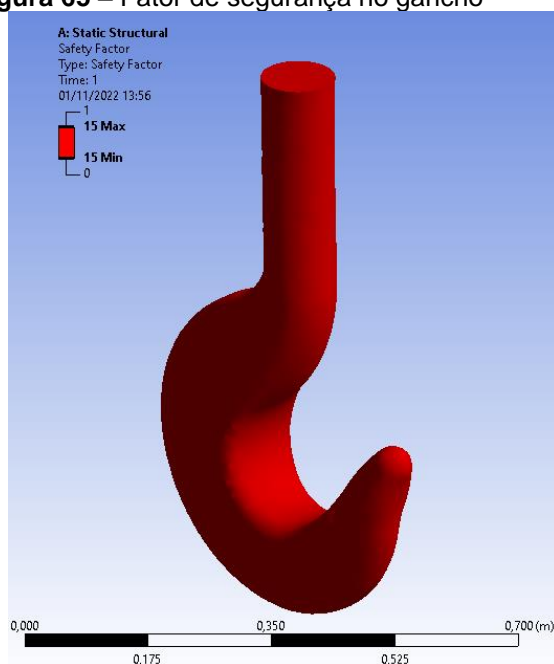
O mesmo resultado aconteceu com a estimativa de vida à fadiga, apenas um valor que representava uma quantidade de 1 milhão de ciclos. Tal número de ciclos não é válido para afirmações, então a conclusão é de superdimensionamento do gancho.

A estimativa da vida à fadiga do gancho foi baseada em parâmetros de deformação-vida do aço 1080. Os coeficientes foram obtidos no apêndice do livro Elementos de Máquinas de Shigley, Budynas e Nisbett (2016). A Figura 64 mostra esses coeficientes.

Figura 64 – Coeficientes de deformação-vida do aço 1080

Strain-Life Parameters		
Display Curve Type	Strain-Life	
Strength Coefficient	1540	MPa
Strength Exponent	-0,14	
Ductility Coefficient	0,61	
Ductility Exponent	-0,57	
Cyclic Strength Coefficient	1000	MPa
Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2	

Fonte: Autoria própria

Figura 65 – Fator de segurança no gancho

Fonte: Autoria própria

O primeiro resultado do trabalho é o teste de convergência de malha. Com variações na Tensão de Von Mises próximas de 0,06 %, concluiu-se que a malha estava convergida, e, portanto, foi possível seguir para as etapas seguintes. A mostra os valores do teste de convergência.

Figura 66 – Teste de convergência

Tamanho do elemento (m)	Número de elementos	Número de nós	Tensão de Von Mises máxima Mpa	Variação
0,01	8365	15066	5,0149	-
0,005	33825	59016	5,0369	0,437%
0,0025	137343	235978	5,0233	-0,271%
0,002	215887	369597	5,0203	-0,060%

Fonte: Autoria própria

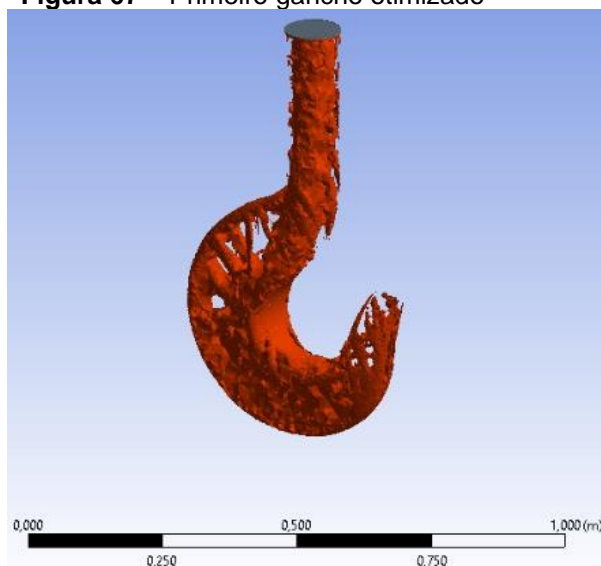
4.2.1 Elemento otimizado sem restrições de fabricação

O primeiro estudo de caso teve apenas uma restrição de otimização, o valor da massa, fixado em 25% do valor original. Como objetivo foi definido a encontrar a e máxima rigidez.

Após a aplicação da restrição de massa obteve-se um primeiro modelo otimizado, cuja massa agora representa 30,521% do gancho original. Sua geometria foge bastante do gancho da norma e que teria um processo de fabricação complicado

devido a diversas discontinuidades. A ausência de restrições de fabricação na otimização é um dos motivos para tal efeito. Esta primeira otimização é representada na Figura 67 e será descartada. Na Figura 68 são apresentadas informações da densidade da topologia e os novos valores de massa.

Figura 67 – Primeiro gancho otimizado



Fonte: Autoria própria

Figura 68 – Densidade topológica

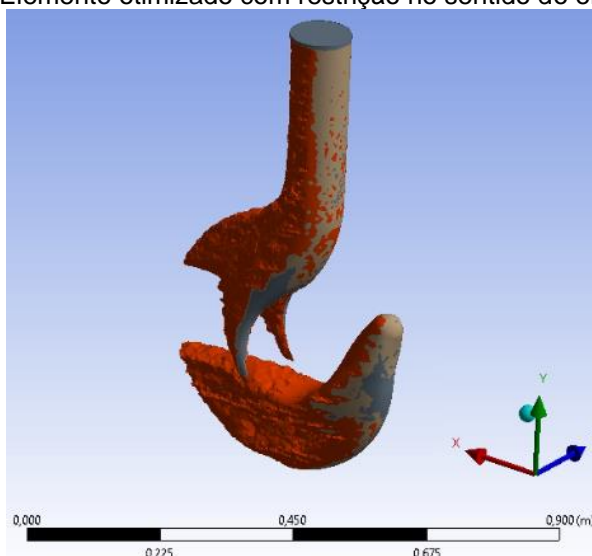
Results	
Minimum	1,3789e-003
Maximum	1,
Average	0,13665
Original Volume	1,2937e-002 m ³
Final Volume	3,9484e-003 m ³
Percent Volume of Original	30,521
Original Mass	101,81 kg
Final Mass	31,074 kg
Percent Mass of Original	30,521

Fonte: Autoria própria

4.2.2 Elemento otimizado com restrição de fabricação no sentido do eixo x

O primeiro elemento com restrição de fabricação é visto na Figura 69. A restrição foi no sentido do eixo x. A adição de restrição de fabricação promoveu resultado satisfatório no bico do gancho e em sua coluna, no entanto apresentou um volume grande de discontinuidade na região central e no ponto de carregamento, portanto o elemento otimizado foge do objetivo do trabalho, pois mesmo apresentando uma redução de 32,281% na massa, a geometria é totalmente imprópria para a função de elemento de elevação de carga.

Figura 69 – Elemento otimizado com restrição no sentido do eixo x

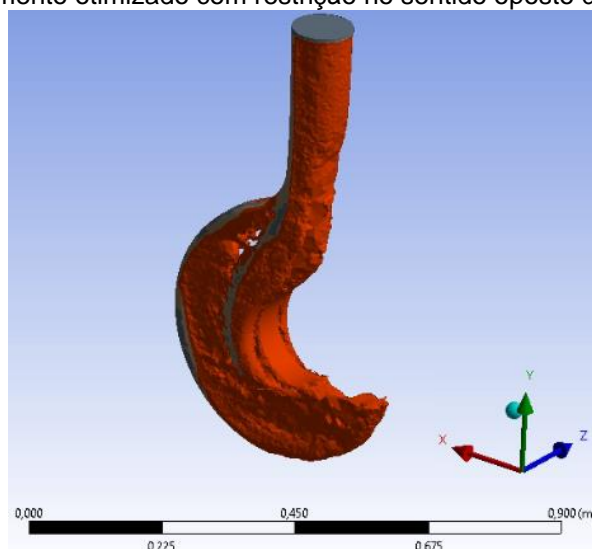


Fonte: Autoria própria

4.2.3 Elemento otimizado com restrição de fabricação no sentido oposto do eixo x

Este elemento por sua vez tem restrição de fabricação no sentido oposto do eixo x, sua geometria é vista na Figura 70. A aplicação da restrição neste sentido do eixo promoveu retenção de material na curva contrária ao bico do gancho, que por sua vez foi totalmente removido. Além disso, na região de carregamento surgiram ranhuras que poderia levar à concentração de tensão. Por estes motivos, mesmo apresentando redução de massa 33,11% em relação ao elemento original definido por norma o corpo será descartado por perda da característica como gancho.

Figura 70 – Elemento otimizado com restrição no sentido oposto do eixo x



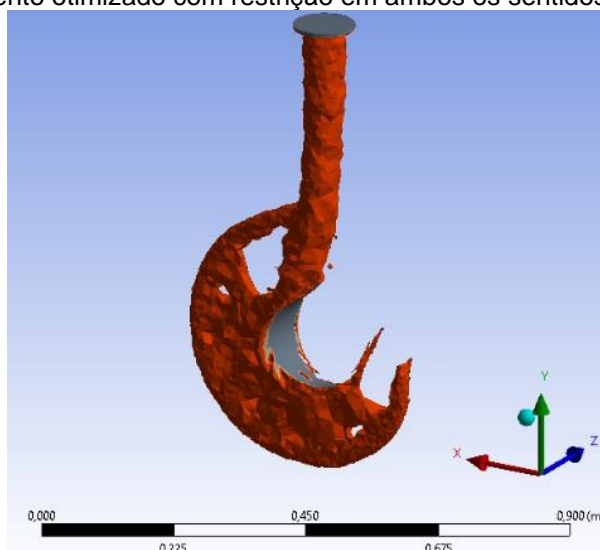
Fonte: Autoria própria

4.2.4 Elemento otimizado com restrição de fabricação em ambos os sentidos do eixo x

A adição das condições de fabricação em ambos os sentidos do eixo x implicou em uma geometria mais próxima ao elemento da norma. Além disso, esta restrição de fabricação foi a qual apresentou maior redução de massa, 69,47%. Na região da curva interna do gancho a geometria foi mantida, fator positivo pois é o local que ocorre concentração de tensão. Esta também foi a única otimização que apresentou furo completo em uma seção do gancho, indicando que naquela região é permitido a remoção de mais material. A geometria é vista na Figura 71.

Esta é a geometria resultante da otimização que será utilizada para a suavização, processo descrito na seção 3.5.

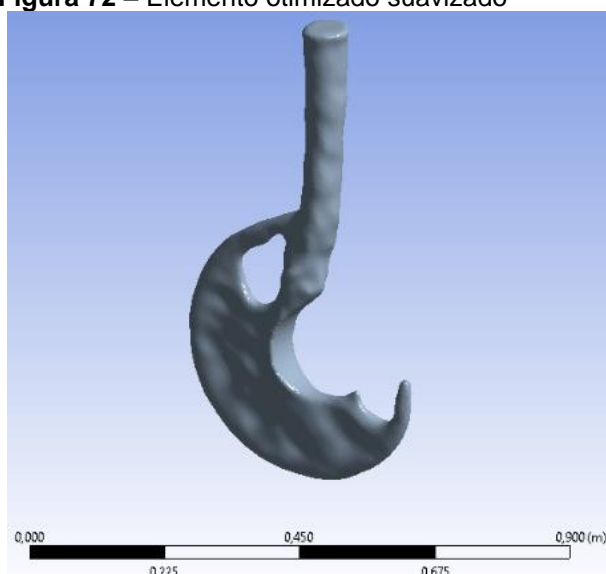
Figura 71 – Elemento otimizado com restrição em ambos os sentidos do eixo x



Fonte: Autoria própria

Após a exportação da Figura 71 como STL e a realização da suavização a Figura 72 foi gerada. Nesta versão otimizada, nota-se uma superfície com ausência dos elementos finitos com lados retos. De modo que região da curva interna foi mantida na otimização, ela foi preservada no processo de suavização.

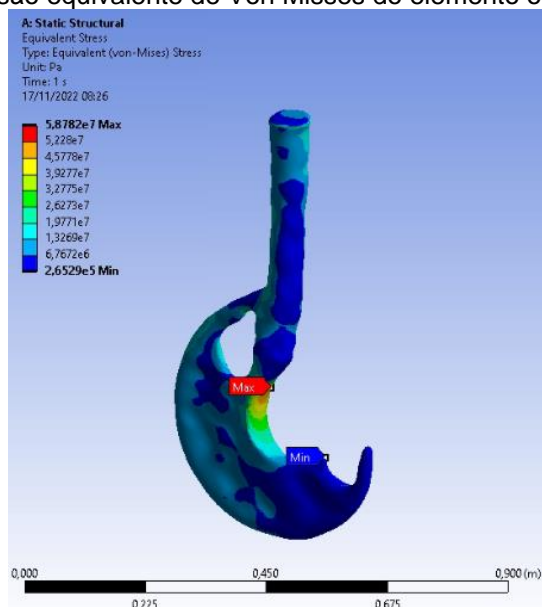
Figura 72 – Elemento otimizado suavizado



Fonte: Autoria própria

Para verificação se a geometria suavizada atende os requisitos necessários para o projeto, uma nova análise estrutural foi realizada, com objetivo de verificar a falha estática e demais parâmetros. A Figura 73 indica tensão máxima de Von Mises de 58,782 Mpa, superior a análise feita no elemento padrão da norma, porém ainda inferior ao limite de escoamento do material. A região de maior valor da tensão de Von Mises é o mesmo do elemento padrão da norma.

Figura 73 – Tensão equivalente de Von Mises do elemento otimizado

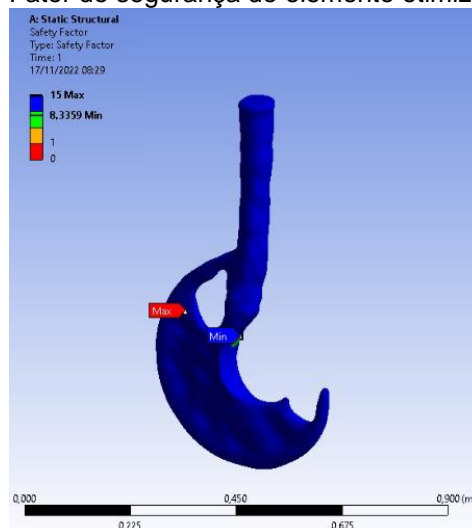


Fonte: Autoria própria

A Figura 74 ilustra os valores do coeficiente de segurança. A região que apresentou o mínimo e os valores mais baixos é coincidente com os maiores valores

da tensão de Von Misses, provando a teoria discutida na seção 2.7. O valor do coeficiente de segurança é menor quando comparado ao apresentado pelo gancho da norma.

Figura 74 – Fator de segurança do elemento otimizado



Fonte: Autoria própria

Porém esta peça mesmo suavizada apresenta um furo sem dimensões definida, superfície sem continuidade plana, com declives e ressaltos que dificultariam a fabricação, portanto um novo modelo foi modelado em CAD. Além disso, o bico do elemento foi perdido na otimização, promovendo a perda da função do elemento como um gancho. O software usado foi o *AUTODESK FUSION 360*, pois ele é capaz de converter rapidamente um modelo de superfície para um corpo sólido.

O processo de modelagem buscou respeitar o volume do elemento otimizado, utilizando-o como um escopo para a nova geometria. A Figura 75 (a) ilustra o perfil 2D do novo elemento projetado no elemento otimizado e a Figura 75 (b) tem a visão dos elementos juntos, evidenciando a proximidade dos dois elementos.

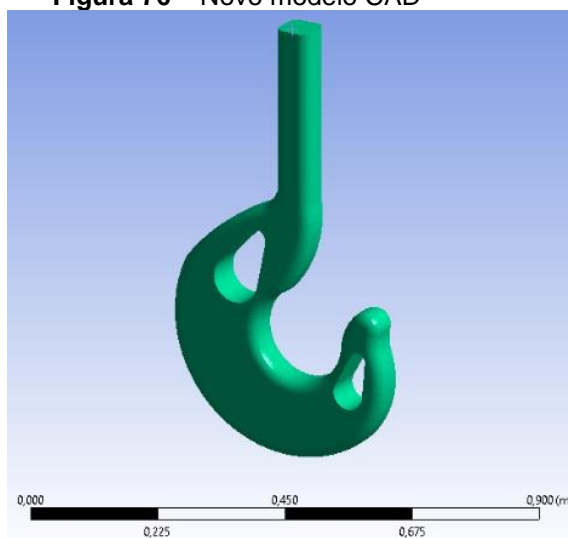
Figura 75 – (a) Perfil 2D do novo modelo projetado no elemento otimizado; (b) Novo modelo e elemento otimizado sobrepostos



Fonte: Autoria própria

O novo modelo é visto na Figura 76. O novo modelo buscou respeitar a geometria do bico perante a norma, para garantir que não haja escorregamento de outros elementos como cordas e correntes no gancho.

Figura 76 – Novo modelo CAD

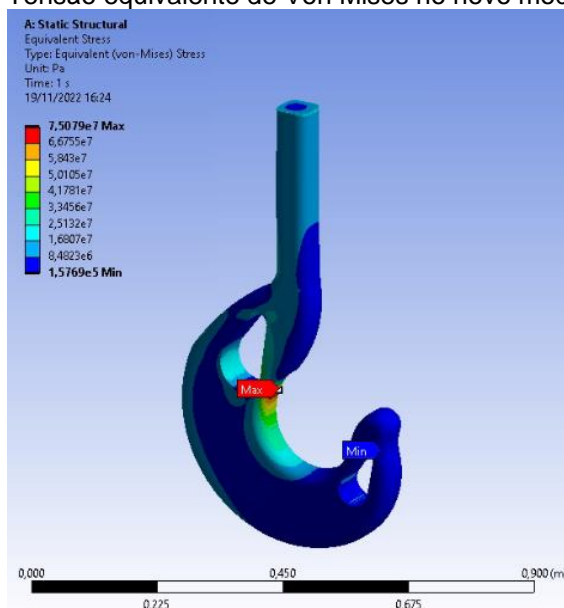


Fonte: Autoria própria

Após este processo a geometria passou mais uma vez pelo *SpaceClaim* para ser convertida em sólido e assim ser possível aplicar uma malha e fazer a análise estrutural.

Com o elemento já preparado para a análise estrutural os estudos realizados anteriormente foram replicados a este novo modelo. Os resultados do novo gancho apresentaram tensão equivalente de Von Mises máxima de 75,079 Mpa “Figura 77”, superior ao elemento da norma e ao otimizado. Novamente o ponto de maior valor de tensão foi coincidente entre todas as análises feitas até aqui.

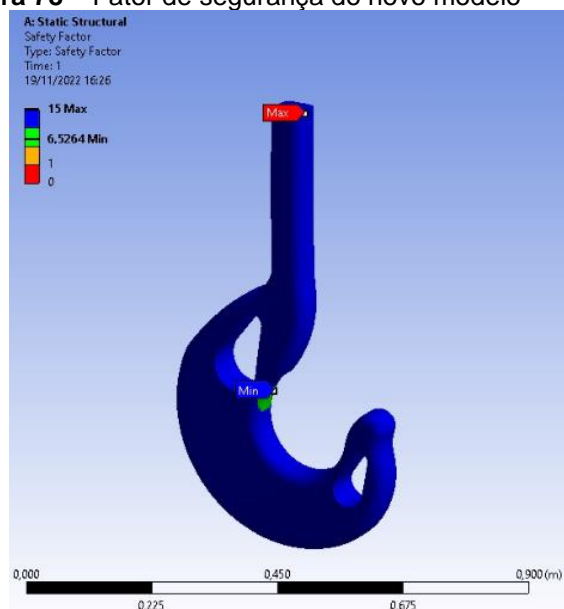
Figura 77 – Tensão equivalente de Von Mises no novo modelo



Fonte: Autoria própria

A região de menor fator de segurança também foi igual neste novo modelo, mantendo a tendência das outras análises. O valor mínimo encontrado foi de 6,5264. Dentre os modelos simulados, o novo modelo de gancho foi o qual apresentou o menor valor de fator de segurança. A representação do deste fator de segurança é visto na Figura 78.

Figura 78 – Fator de segurança do novo modelo



Fonte: Autoria própria

Uma comparação direta entre o modelo padrão, o otimizado e o novo modelo é visto na Figura 79. O modelo otimizado teve a menor a menor massa, porém as discussões anteriores indicaram não ser a melhor escolha por questão de fabricação e a não função de

gancho devido a perda de sua extremidade denotada como bico. A tensão equivalente de Von Mises foi gradativamente aumentando com a redução de massa e conseqüentemente a queda do fator de segurança mínimo. Todas as versões estudadas mostraram que a estimativa de vida à fadiga não foi afetada com a redução de massa.

Figura 79 – Comparação entre os modelos estudados em relação a massa, tensão equivalente de Von Mises, fator de segurança mínimo e estimativa de vida à fadiga

Massa do gancho de acordo com a NBR 10070: 101,31 kg				
Modelo	% da massa original	Tensão equivalente de Von Mises (Mpa)	Fator de segurança mínimo	Estimativa de vida à fadiga (ciclos)
Padrão	100%	19,768	24,7875	1*10 ⁹
Otimização	37,01%	58,782	8,3359	1*10 ⁹
Novo modelo	61,78%	75,079	6,5264	1*10 ⁹

Fonte: Autoria própria

5 CONCLUSÃO

Do corrente trabalho é possível tirar diversas conclusões, dentre elas que a Norma NBR 10070 superdimensiona os ganchos, pois em análise estrutural foi comprovado o alto valor de coeficiente de segurança porque não há locais com altos valores de concentração de tensão. Em relação ao comportamento a estimativa de vida à fadiga é que todos os ganchos estudados apresentaram valor máximo mostrado pelo ANSYS, portanto este tipo de falha não é determinante dadas as condições de contorno apresentadas. Os estudos mostraram a possibilidade de redução de massa sem prejudicar a resistência do gancho, pois a otimização teve como objetivo a máxima rigidez possível, permitindo redução da massa. Também foi constatado que restrições de otimização ajudam na convergência de um modelo ótimo. No entanto, a geometria otimizada apresenta geometria complexa e se tornou necessário um novo modelo com dimensões próximas a otimização dada pelo ANSYS. O novo modelo apresentou expressiva redução de massa de 38,22% em relação a norma, e ainda, com geometria de fabricação possível. O fator de segurança para este novo modelo foi de 6,5, valor confortável para as aplicações em que o gancho é exposto. Com isso a solução da otimização topológica se tornou uma opção viável para projetos de engenharia que visam a redução de massa e manutenção da resistência.

No presente trabalho hipóteses foram adotadas que implicaram em determinados resultados, de boa a aprimorar o estudo as sugestões abaixo podem ser aplicadas;

- Modelagem da conexão, para substituir o suporte fixo;
- Aplicação do método *Level set based* como tipo de otimização;
- Adição de restrições geométricas de fabricação no gancho, como furos periódicos no processo de otimização;
- Levantamento do custo atual da fabricação de ganchos e as mudanças que o novo modelo implicaria no processo de forjamento;
- Análise de vida do gancho pela mecânica da fratura estática.

REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos–A base da tecnologia CAE**. Saraiva Educação SA, 2018.
- ARORA, J.S., 2011. **Introduction to optimum design**, 3rd ed. ed. Academic Press, Boston, MA.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 8400**: informação e documentação: referências: elaboração. Rio de Janeiro: ABNT, 1987.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 10070**: informação e documentação: referências: elaboração. Rio de Janeiro: ABNT, 1987.
- AVILA, Sergio Luciano; CARDOSO, Rafael Pacheco. Matemática Aplicada na Busca do Ótimo. **Revista Técnico Científica do IFSC**, v. 1, n. 8, p. 04-04, 2019.
- BELEGUNDU, Ashok D.; CHANDRUPATLA, Tirupathi R. **Optimization concepts and applications in engineering**. Cambridge University Press, 2019.
- BENDSØE, Martin P. Optimal shape design as a material distribution problem. **Structural optimization**, v. 1, n. 4, p. 193-202, 1989.
- BENDSØE, M.P. and SIGMUND O., **Topology Optimization: Theory, Methods and Applications**, Springer, Berlin, 2003.
- BITTENCOURT, Marco Lúcio. **Introdução ao método de elementos finitos aplicado à análise estrutural–exemplos com o programa Ansys**. Campinas: Unicamp, 2007.
- BUDYNAS, Richard; NISBETT, J K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. Porto Alegre: Grupo A, 2016. 9788580555554. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580555554/>. Acesso em: 30 mai. 2022.
- BUENO, Fabrício. **Métodos Heurísticos. Teoria e implementações**. Araranguá: IFSC, 2009.
- BUNDELA, Sumit; SHRIVASTAVA, Ashish Kumar. **Design and Static Stress Analysis of Various Cross Section of Hook**. International Journal of Recent Technology Science and Management, v. 2, n. 12, p. 52-59, 2017.
- BUTZE, Marcel; SERT, Enes; ÖCHSNER, Andreas. Development of a topology-optimized indoor crane trolley for additive manufacturing. **Materialwissenschaft und Werkstofftechnik**, v. 53, n. 4, p. 526-535, 2022.
- CAMPBELL, Flake C. (Ed.). **Elements of metallurgy and engineering alloys**. ASM International, 2008.
- CAMPOS, Antônia Paloma Matias. **Projeto de ponte rolante**. 2018.

CHRISTENSEN, Peter W.; KLARBRING, Anders. **An introduction to structural optimization**. Springer Science & Business Media, 2008.

CORDEIRO, Marcelo D. F. **UMA TÉCNICA PARA OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL MEDIANTE A DERIVADA TOPOLÓGICA**. 2007. Tese de Doutorado. UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO.

COUTINHO, Karilany Dantas. **Método de otimização topológica em estruturas tridimensionais**. 2006. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Norte.

DAS, Souvik; MUKHOPADHYAY, Goutam; BHATTACHARYYA, Sandip. **Failure analysis of a 40-ton crane hook at a Hot Strip Mill**. In: MATEC Web of Conferences. EDP Sciences, 2018. p. 10006.

ELY, Mário Daniel. **Metodologia para otimização topológica de polias usando Ansys APDL**. 2020. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **Um Primeiro Curso em Elementos Finitos**. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2009. 978-85-216-1941-3. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/978-85-216-1941-3/>. Acesso em: 30 mai. 2022.

FRAZÃO, Dilva (ed.). **Euclides: matemático de Alexandria**. Matemático de Alexandria. 2021. Disponível em: <https://www.ebiografia.com/euclides/>. Acesso em: 20 nov. 2022.

HAJARE, P. Rajendra; JADHAV, S. M. **Experimental stress analysis and optimization of crane lifting tackle**. International Research Journal of Engineering and Technology, v. 7, n. 8, p. 215-221, 2020.

HARDIKAR, SACHIN. **Taking the metal out of the pedal**. Ansys advantage. 2018.

HASSANI, B.; HINTON, E. **Homogenization and Structural Topology Optimization**. Springer, 1999.

HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos materiais**. Pearson Educación, 2010

JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentals of machine component design**. John Wiley & Sons, 2020.

LIMA, Cicero Ribeiro de. **Projeto de mecanismos flexíveis usando o método de otimização topológica**. 2002. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.

MORISHITA, Guilherme Senji de Lazzari. **Otimização topológica de mecanismo de quatro barras**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

NORONHA, Gabi. **Heron de Alexandria, quem foi? História, principais invenções e legado**. 2020. Disponível em: <https://conhecimentocientifico.com/heron-de-alexandria/>. Acesso em: 20 nov. 2022.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas**. Porto Alegre: Grupo A, 2013. 9788582600238. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788582600238/>. Acesso em: 25 mai. 2022.

PERLINGEIRO, Carlos Augusto G. **Engenharia de processos: análise, simulação, otimização e síntese de processos químicos**. Disponível em: Minha Biblioteca, (2nd edição). Editora Blucher, 2018.

PORTO, E. C. B. **Método da homogeneização aplicado a otimização estrutural topológica**. 2006. Tese de Doutorado. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.

PRESENTE, Eduardo Gabriel. **Estudo da otimização topológica em parte da suspensão de um veículo comercial**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

RAO, S.S., 2009. **Engineering optimization: theory and practice**, 4th ed. ed. John Wiley & Sons, Hoboken, N.J.

Rozvany, G. I. N., Zhou, M., BirkerT. **Generalized shape optimization**. Structural Optimization, v.4, pp.250-254, 1992.

SHABAN, M. et al. **Determination of stress distribution in Crane Hook by caustic**. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, v. 2, n. 5, p. 8, 2013.

SOBOYEJO, Wole. **Mechanical properties of engineered materials**. CRC press, 2002.

SUZUKI, Katsuyuki; KIKUCHI, Noboru. **A homogenization method for shape and topology optimization**. Computer methods in applied mechanics and engineering, v. 93, n. 3, p. 291-318, 1991.

SVANBERG, K., **The Method of Moving Asymptotes — a new method for structural optimization**, International Journal for Numerical Methods in Engineering, 24:359-373, 1987.

TEKE, Ibrahim T.; AKBULUT, Mustafa; ERTAS, Ahmet H. **Topology optimization and fatigue analysis of a lifting hook**. Procedia Structural Integrity, v. 33, p. 75-83, 2021.

TIGABEY, Shumuye. **Optimization and Fatigue Analysis of Crane Hook Using Finite Element Method**. Addis Abbaba: Addis Abbaba University, School of mechanical and industrial engineering, 2018.

TORRES, Terezinha Ione Martins; GIRAFFA, Lucia Maria Martins. O Ensino do Cálculo numa perspectiva histórica: Da régua de calcular ao MOODLE. **Revista Eletrônica de Educação Matemática**, v. 4, n. 1, p. 18-25, 2009.

UGURAL, Ansel C. **Mecânica dos Materiais**. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2009. 978-85-216-2485-1. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/978-85-216-2485-1/>. Acesso em: 3 mai. 2022.

ZAPELINI, C.Z., 2009. **Um Estudo Abrangente sobre Metaheurística, incluindo um Histórico** 23.

ZILLOBER, Ch., **A globally convergent version of the method of moving asymptotes**, *Structural Optimization*, 6(3):166-174, 1993.

ANEXO – FOLHA DE DESENHO

