

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

PEDRO BOITO SOMACAL

**OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DO SISTEMA COLUNA E BRAÇO PRINCIPAL DE
UM GUINDASTE ARTICULADO**

CAXIAS DO SUL

2018

PEDRO BOITO SOMACAL

**OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DO SISTEMA COLUNA E BRAÇO PRINCIPAL DE
UM GUINDASTE ARTICULADO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Métodos de Síntese e Otimização Aplicados ao Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Vieceli.

CAXIAS DO SUL

2018

PEDRO BOITO SOMACAL

**OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DO SISTEMA COLUNA E BRAÇO PRINCIPAL DE
UM GUINDASTE ARTICULADO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Métodos de Síntese e Otimização Aplicados ao Projeto Mecânico.

Aprovado em: 20/11/2018

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Alexandre Vieceli
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Leandro Luís Corso
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul – UCS

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha mãe, ao meu pai, aos meus avós e familiares, que mesmo de longe sempre me apoiaram e deram todo o suporte necessário para que eu concluísse essa etapa da minha vida.

À minha namorada que compartilhou comigo esse momento e pela compreensão nas situações de ausência.

Ao professor Alexandre Vieceli, responsável pela excelente orientação desse trabalho. Também agradeço aos professores Leandro Corso, Paulo Roberto Linzmaier e Albano Luiz Weber pela instrução e revisão dos conteúdos.

Agradeço também a Smarttech e Madal Palfinger pelo suporte técnico e à Universidade de Caxias do Sul e seus funcionários pela disponibilização de equipamentos para a execução do trabalho.

“The art of structure is where to put the wholes.”

Robert Le Ricolais

RESUMO

A projeção para o futuro do mercado brasileiro no setor de elevação e transportes de cargas pesadas é otimista. Dessa forma, haverá uma grande demanda para os fornecedores desse tipo de serviço. Diante disso, o presente trabalho visou desenvolver um estudo de otimização estrutural de um sistema coluna e braço principal de um guindaste articulado montado em veículo. O estudo teve como objetivo encontrar uma geometria ótima dos componentes que serão analisados, visando uma redução de massa e mantendo a rigidez necessária para suportar as condições de trabalho e respeitando as diretrizes das normas NBR 14768 (2015), EN 12999 (2013) e EN 13001-3-1 (2013). Para esse fim, os carregamentos externos submetidos ao sistema foram calculados e as condições de contorno foram estabelecidas, para então discretizar os componentes e realizar a análise estrutural pelo Método de Elementos Finitos (MEF), utilizando o *software* Abaqus 6.14. E também, foi aplicada a técnica de otimização estrutural topológica através do *software* Tosca Structure, onde foi possível obter uma condição otimizada ou aceitável para os objetivos do trabalho. Em suma, a nova geometria apresentou uma redução de massa de 4% comparada com a estrutura original e também uma redução do valor de tensão máxima de 41% e uma redução de 32% do valor de deflexão máxima.

Palavras-chave: Otimização estrutural. Otimização topológica. Método dos Elementos Finitos. Guindaste. Redução de massa.

ABSTRACT

The projection for the future of the Brazilian market in lifting and heavy loads transport sector is optimistic. In this way, there will be a huge demand for those who provides this kind of service. Therefore, the present article developed a structural optimization study of a main boom and column system of a truck mounted crane. The study had as the main goal to find an optimum geometry for the analyzed components, looking to a weight reduction and keeping the minimum stiffness to bear the operation loads and to meet the standards NBR 14768 (2015), EN 12999 (2013) and EN 13001-3-1 (2013). For this purpose, the external loads were analytically calculated and the boundary conditions were established, so then to discretize the model and run a structural analysis by the Finite Element Method (MEF), using the software Abaqus 6.14. Also, it was applied a topology optimization technique through the software Tosca Structure, where it was obtained an optimized condition or acceptable result for the study goals. Summarizing, the new geometry presented a mass reduction of 4% compared to the original structure and a maximum stress value reduction of 41% and a maximum deflection value reduction of 32%.

Keywords: Structural optimization. Topology optimization. Finite element method. Crane. Lightweighting.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Guindaste articulado hidráulico	15
Figura 2 – Discretização e refino de malha com elemento triangular	25
Figura 3 – Diferentes formas de elementos finitos	25
Figura 4 – Independentes componentes de tensão em um cubo de volume infinitesimal	27
Figura 5 – Otimização estrutural: (a) domínio inicial e (b) domínio final	29
Figura 6 – Técnicas de otimização estrutural	32
Figura 7 – Estrutura veicular dimensionalmente otimizada	32
Figura 8 – Otimização de forma de um eixo	33
Figura 9 – Otimização topológica em uma estrutura mecânica	34
Figura 10 – Procedimento de projeto estrutural por otimização topológica	35
Figura 11 – Mesa giratória: (a) vista frontal, (b) vista superior	36
Figura 12 – Resultado da OT: (a) tridimensional, (b) bidimensional	37
Figura 13 – Fluxograma de atividades	38
Figura 14 – Coluna e braço principal: (a) sistema atual e (b) domínio inicial	40
Figura 15 – Condição de aplicação da carga do guindaste	41
Figura 16 – Sistema de giro do guindaste	42
Figura 17 – Carregamentos externos aplicados	43
Figura 18 – Condições de contorno da análise estrutural	45
Figura 19 – Discretização dos componentes da análise estrutural	46
Figura 20 – Discretização dos componentes do domínio inicial	47
Figura 21 – Frozen areas do domínio inicial	48
Figura 22 – Ilustração do ponto crítico de deslocamento (mm) do sistema	49
Figura 23 – Resultado da análise estrutural: ponto máximo de tensão	50
Figura 24 – Otimização topológica com 25% do volume inicial	51
Figura 25 – Otimização do braço anterior: remoção agressiva (a) e elemento esbelto (b)	52
Figura 26 – Remoção agressiva de material na coluna: elemento de treliça (a)	53
Figura 27 – Modelo em CAD do sistema otimizado	54
Figura 28 – Discretização do novo sistema pós otimização	55
Figura 29 – Deslocamento máxima do novo sistema pós otimização	56
Figura 30 – Tensão máxima do novo sistema pós otimização	57
Figura 31 – Tensões dos sistemas: (a) atual e (b) otimizado	58
Figura 32 – Deslocamentos dos sistemas: (a) atual e (b) otimizado	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de ϕ_2 mín. e β_2	20
Tabela 2 – Valores de V_h	20
Tabela 3 – Valores de $\phi_5 h$	20
Tabela 4 – Combinações de cargas.....	21
Tabela 5 – Fatores de segurança.....	22
Tabela 6 – Tensões admissíveis de acordo com material.....	23
Tabela 7 – Tensões admissíveis do projeto	40
Tabela 8 – Dados de entrada do guindaste	43
Tabela 9 – Fatores dinâmicos normativos	43
Tabela 10 – Carregamentos externos	44
Tabela 11 – Comparativo de resultados	57

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CAD	<i>Computer-aided Design</i>
CAE	<i>Computer-aided Engineering</i>
ESO	<i>Evolutionary Structural Optimization</i>
EN	<i>European Standard</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MMA	Método das Assíntotas Móveis
NBR	Norma Brasileira
OT	Otimização Topológica
SIMP	<i>Simple Isotropic Material with Penalization</i>
SKO	<i>Soft Kill Option</i>
SLP	Programação Linear Sequencial
SQP	Programação Quadrática Sequencial
TSA	<i>Topological Sensitivity Analysis</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

\emptyset_1	Fator dinâmico para peso próprio do guindaste
\emptyset_2	Fator dinâmico para peso içado
\emptyset_3	Fator dinâmico para liberação repentina da carga
\emptyset_{5h}	Fator dinâmico de giro
β_2	Fator de carga para cálculo de \emptyset_2
v_h	Velocidade vertical de elevação
F_h	Força horizontal de giro
M_{gb}	Momento de giro bruto
rP	Raio de giro de aplicação da carga
$rP_{m\acute{a}x.}$	Raio de giro máximo de aplicação da carga
S_y	Tensão de escoamento
σ_a	Tensão normal admissível
FS	Fator de segurança
τ_a	Tensão de cisalhamento admissível
S_u	Tensão limite de resistência
δ_5	Alongamento
S'_y	Tensão admissível específica
r	Fator para cálculo de S'_y
$\{F\}$	Vetor das forças nodais
$[K]$	Matriz de rigidez
$\{d\}$	Vetor dos deslocamentos nodais
σ^T	Vetor tensor de tensão
ε^T	Vetor de deformações
$[c]$	Matriz das constantes do material
E	Módulo de Young
G	Módulo de cisalhamento
ν	Coefficiente de Poisson
Ω	Domínio do corpo
Γ_t	Carregamentos externos
Γ_u	Região com deslocamento restringido
b	Força peso

$Mn_{m\acute{a}x.}$	Momento líquido máximo
$Mg_{m\acute{a}x.}$	Momento bruto máximo
P	Carga útil de trabalho
mL_i	<i>i-ésima</i> carga própria do equipamento
R_i	<i>i-ésimo</i> raio do centróide da carga própria do equipamento
ω	Velocidade angular do braço anterior
v_c	Velocidade de extensão do cilindro e elevação
rC	Raio entre cilindro e mancal de giro do braço anterior
q	Vazão do cilindro de elevação
\emptyset_{ce}	Diâmetro do cilindro de elevação
P_{pg}	Pressão do cilindro de giro
\emptyset_{pei}	Diâmetro primitivo do eixo da coluna
\emptyset_{cg}	Diâmetro do cilindro de giro
K_{cil}	Rigidez do cilindro de elevação
L_{cil}	Comprimento do cilindro de elevação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	AMBIENTE DE TRABALHO	16
1.2	JUSTIFICATIVA	16
1.3	OBJETIVOS	17
1.3.1	Objetivo geral	17
1.3.2	Objetivos específicos	17
1.4	ABORDAGEM E DELIMITAÇÃO	17
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1	GUINDASTE ARTICULADO	18
2.1.1	Coluna e braço principal	18
2.2	CÁLCULO ESTRUTURAL	19
2.2.1	Fatores dinâmicos	19
2.2.1.1	Combinações de cargas	21
2.2.2	Tensão admissível	21
2.2.2.1	Tensão admissível pela NBR 14768	22
2.2.2.2	Tensão admissível pela EN 13001-3-1	23
2.3	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	23
2.3.1	Sistemas discretos	24
2.3.2	Tipos de elementos	25
2.3.3	Análise linear	26
2.4	OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL.....	28
2.4.1	Modelo matemático padrão de otimização estrutural	29
2.4.1.1	Método das Assíntotas Móveis (MMA)	30
2.4.2	Técnicas de otimização estrutural	31
2.4.2.1	Otimização dimensional	32
2.4.2.2	Otimização de forma	33
2.4.2.3	Otimização topológica.....	33
2.4.3	Otimização topológica aplicada à guindastes	36
3	PROPOSTA DE TRABALHO	38
3.1	DEFINIÇÃO DOS DADOS INICIAIS	40
3.1.1	Análise estrutural do sistema atual	44

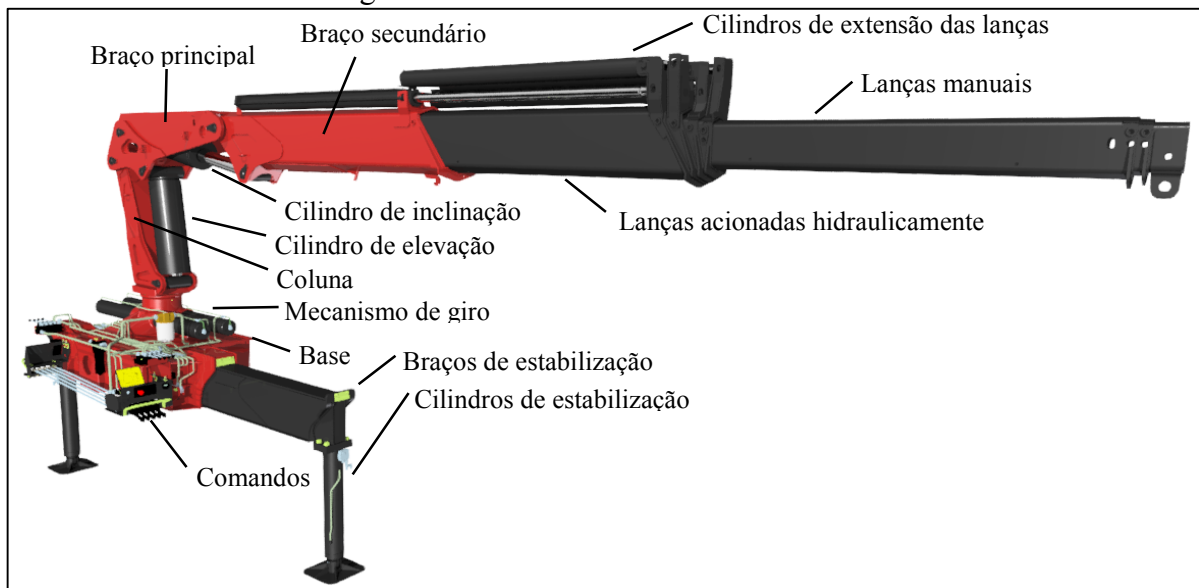
3.1.1.1	Pré-processamento da análise estrutural do sistema atual.....	44
3.2	OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DO SISTEMA.....	46
3.2.1	Otimização topológica do sistema.....	46
3.2.1.1	Pré-processamento da otimização topológica.....	47
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	49
4.1	RESULTADO DA ANÁLISE ESTRUTURAL DO SISTEMA ATUAL.....	49
4.2	RESULTADO DA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DO SISTEMA.....	51
4.3	GEOMETRIA DO SISTEMA OBTIDA PELA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA..	53
4.3.1	Análise estrutural da nova geometria do sistema.....	55
4.3.1.1	Pré-processamento da análise estrutural da nova geometria do sistema.....	55
4.3.1.2	Resultados da análise estrutural da nova geometria do sistema.....	55
4.3.2	Comparação de resultado entre o modelo original e o modelo otimizado.....	57
5	CONCLUSÃO.....	59
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	5961
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	62

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, o mercado brasileiro estima uma projeção positiva para o futuro, em relação a demanda no setor de elevação e transporte de cargas pesadas, devido à concretização de concessões de obras e serviços públicos. Com as obras em atividade, em especial, dos setores de energia eólica, petróleo e gás, haverá uma demanda considerável para empresas que realizem esse tipo de serviço (CRANE BRASIL, 2018).

Um dos principais equipamentos utilizados para a movimentação de cargas é o guindaste articulado, instalado em caminhão. Ele consiste em um conjunto de lanças telescópicas, responsáveis pelo içamento da carga, acopladas em um braço secundário que é suportado por um cilindro hidráulico. Este último, se conecta com o braço principal da máquina. A elevação do braço principal ocorre por meio da extensão do cilindro de elevação, que está mancalizado na coluna. A base serve como sustentação para a máquina através da sua fixação.

Figura 1 – Guindaste articulado hidráulico



Fonte: Santini (2016).

Cada componente é responsável por alguma função secundária desse tipo de equipamento. A base, por exemplo, tem como objetivo fixar a máquina onde ela será operada. O conjunto de lanças providencia um melhor alcance para a aplicação. Já a coluna e o braço anterior são os responsáveis por qualquer movimentação do guindaste. Além disso, o sistema coluna e braço principal representam um alto valor percentual na massa total do guindaste.

A qualidade do projeto do produto influencia diretamente na eficiência do

equipamento e do serviço prestado. Uma das principais variáveis que interfere nesses pontos é a sua massa, portanto a redução no peso de um veículo tem como efeito uma diminuição direta no consumo de combustível e, conseqüentemente, na emissão de gases poluentes (DEL PERO; DELOGU; PIERINI, 2017).

Com a evolução dos métodos e tecnologias para análise de estruturas em projetos mecânicos, hoje não se admite mais um sistema que somente exerça sua função de forma adequada. Em vista disso, procura-se otimizar os produtos, onde busca-se o melhor de uma determinada função ou variável, por exemplo a menor massa para a maior resistência (COUTINHO, 2006).

Dessa forma, o presente trabalho visa reduzir a massa do guindaste por meio de um novo projeto do sistema coluna e braço principal utilizando ferramentas computacionais com base no método de elementos finitos (MEF) e no método de otimização topológica, respeitando as diretrizes de cálculo estrutural para guindastes articulados, citadas na norma NBR 14768 (2015), EN 12999 (2013) e EN 13001-3-1 (2013).

1.1 AMBIENTE DE TRABALHO

O trabalho foi realizado na área de Engenharia da empresa Madal Palfinger S/A, que é dividida em 3 setores, Engenharia do Produto, Engenharia de Manufatura e Engenharia de Integração Veicular. Para esse projeto, as atividades se concentraram na Engenharia do Produto, que é responsável pelo desenvolvimento de novos produtos.

Também houve a colaboração da Universidade de Caxias do Sul com a disponibilização dos *softwares* de engenharia utilizados para a obtenção dos resultados.

1.2 JUSTIFICATIVA

O consumo de combustível para automóveis com motores à combustão é fortemente influenciado pelo seu peso: cerca de um terço do total consumido é diretamente dependente da massa do veículo. Por consequência disso, projetar um sistema visando um baixo peso se tornou, unanimemente, a chave para reduzir esse consumo (DEL PERO; DELOGU; PIERINI, 2017).

A redução de massa em componentes pode resultar em uma diminuição no custo pelo consumo da matéria-prima e até mesmo no seu custo de fabricação. Além disso, um conjunto mais leve na logística interna de uma linha de produção provoca melhorias na ergonomia dos

trabalhadores e também reduz as chances de acidentes.

Em um mercado competitivo como o de movimentação de carga, um guindaste mais barato para a aquisição e que implique em uma redução nos gastos com combustível para o cliente, pode ser uma boa estratégia para gerar mais lucros para a empresa.

Por esses motivos, espera-se como resultado um produto com uma geometria com a menor massa e que atenda às cargas de trabalho, mantendo sua integridade estrutural.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo geral e os objetivos específicos deste trabalho estão descritos a seguir.

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral do trabalho é projetar um sistema coluna e braço principal de um guindaste articulado utilizando otimização topológica.

1.3.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos devem ser alcançados:

- a) estabelecer as restrições geométricas dos componentes e realizar o cálculo analítico das cargas atuantes;
- b) modelar os componentes em software CAD;
- c) obter uma configuração com maior rigidez para a menor massa utilizando software do método de elementos finitos em conjunto com uma ferramenta de otimização;
- d) modelar o resultado suavizado e analisar as tensões e deslocamentos pelo método de elementos finitos;
- e) avaliar o resultado da otimização, comparando com o modelo original.

1.4 ABORDAGEM E DELIMITAÇÃO

Os resultados das análises realizadas neste documento têm finalidade estritamente acadêmica. Os mesmos devem ser utilizados com restrições, visto que não foram realizadas análises dinâmica, modal, de fadiga e estabilidade do sistema de coluna e braço principal.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, encontra-se a revisão bibliográfica necessária para fundamentar a otimização estrutural do sistema coluna e braço principal de um guindaste articulado.

2.1 GUINDASTE ARTICULADO

Segundo Rudenko (1976), as máquinas de elevação e transporte são utilizadas para elevação e movimentação de cargas a distâncias relativamente curtas, se comparado com sistemas de transporte a longa distância como as ferrovias.

Os guindastes, por exemplo, são usualmente empregados em locais onde se exige grande mobilidade no manuseio de cargas e materiais pesados, como em indústrias, obras de infraestrutura e aeroportuários. Atualmente, em virtude de suas múltiplas utilidades e singularidades, existem inúmeros tipos de guindaste voltados para um mercado específico de trabalho. Um exemplo é a grua, equipamento muito utilizado na construção civil, que tem como sua principal característica o transporte vertical de cargas através de sua lança horizontal, suportada por uma estrutura metálica apoiada em base fixa ou móvel. O guindaste telescópico é a principal opção para quem deseja elevação de cargas a grandes alturas, por meio de um conjunto de lanças montadas uma dentro da outra (LAUDONIO, 2013).

Outro modelo muito utilizado é o guindaste articulado, geralmente instalado em caminhões, constituído por um conjunto de braços hidráulicos articulados. Essas articulações permitem que a máquina ocupe pouco espaço quando não estiver em uso, disponibilizando uma área para cargas (LAUDONIO, 2013). Além disso, devido à alta eficiência para movimentação das cargas, esse tipo de máquina tem maior aceitação pelos usuários (CHEN et al., 2014).

2.1.1 Coluna e braço principal

O guindaste articulado é um equipamento com uma coluna que gira sobre uma base e um sistema de lanças acoplados na parte superior da coluna (NBR 14768, 2015). O sistema de lanças é composto do braço anterior (braço principal), que está mancalizado na coluna, do braço posterior (braço secundário) e do conjunto de lanças hidráulicas e manuais, vistos na Figura 1.

A coluna tem papel fundamental no desempenho do guindaste, pois deve suportar

grandes tensões mecânicas, devido ao momento gerado pelo içamento de uma carga com as lanças abertas. O giro do equipamento ocorre através da rotação da coluna, providenciada por um mecanismo localizado na base do equipamento. E também, é na coluna em que o cilindro de elevação está mancalizado.

O braço principal, pelo mesmo motivo que a coluna, é um componente de alta sollicitação mecânica. Além disso, nele estão mancalizados os cilindros de elevação e de inclinação do equipamento. Em razão disso, o projeto de um guindaste prevê uma quantidade enorme de reforços nesses conjuntos.

2.2 CÁLCULO ESTRUTURAL

A norma NBR 14768 (2015) tem como objetivo especificar quais são os requisitos mínimos para o projeto, cálculo, inspeções e ensaios de um guindaste articulado. Para esse trabalho, será utilizada a metodologia de cálculo definida pela mesma.

2.2.1 Fatores dinâmicos

Ao elevar ou baixar uma carga, a estrutura do guindaste está sujeita a efeitos dinâmicos devido às vibrações mecânicas e acelerações. Por isso, fatores dinâmicos devem ser considerados nas forças gravitacionais da própria massa da sua estrutura e também nas cargas de trabalho.

Para a massa do guindaste, aplica-se o fator ϕ_1 , que deve ser o menor dos valores entre 1,1 e ϕ_2 e não deve exceder o valor de ϕ_2 se $\phi_2 < 1,1$. O mais comum é utilizar $\phi_1 = 1,1$.

As cargas brutas de trabalho levam em consideração o fator de multiplicação ϕ_2 , que é estabelecido por meio da Equação 1.

$$\phi_2 = \phi_{2\text{mín.}} + \beta_2 v_h \quad (1)$$

Os valores de $\phi_{2\text{mín}}$ e β_2 são obtidos na Tabela 1, de acordo com a classe apropriada de elevação, e v_h é a velocidade vertical constante do gancho de içamento, que é obtida na Tabela 2.

Tabela 1 – Valores de $\phi_{2\text{mín.}}$ e β_2

Classe de elevação	$\phi_{2\text{mín.}}$	β_2
Guindaste montado sobre veículo	1,05	0,17
Guindaste montado em base fixa	1,10	0,34

Fonte: NBR 14768 (2015).

Tabela 2 – Valores de V_h

Combinações de cargas	Tipo de movimento		
	Içamento com velocidade constante	Içamento com velocidade crescente	Içamento com controle de velocidade automático
A e B	$v_h = v_{hmáx.}$	$v_h = 0,5v_{hmáx.}$	$v_h = 0$
C	-	$v_h = v_{hmáx.}$	$v_h = 0,5v_{hmáx.}$

Fonte: NBR 14768 (2015).

Sendo que $v_{hmáx.}$ é a velocidade vertical máxima do ponto de içamento da carga, desconsiderando a presença de acessórios. As combinações de cargas A e B referem-se às condições normais de serviço de elevação onde os picos dinâmicos dos movimentos simultâneos não coincidam, sendo que para a situação B consideram-se os efeitos do vento. Se existe a possibilidade dos picos dinâmicos coincidirem ou se sobreporem, deve-se utilizar a combinação de carga C (NBR 14768, 2015).

A força horizontal (F_h), resultante das acelerações e desacelerações do sistema de giro pode ser calculada utilizando a Equação 2,

$$F_h = \frac{M_{gb}}{rP} \quad (2)$$

onde M_{gb} é o momento de giro bruto do guindaste com 100% de eficiência e rP é o raio de giro de aplicação da carga. Se $rP < rPmáx./2$ então o valor a ser utilizado na Equação 2 é $rP = rPmáx./2$. O fator dinâmico de giro (ϕ_{5h}) que deve ser aplicado à F_h deve ser escolhido com base na sua classe de aplicação, conforme Tabela 3 (NBR 14768, 2015).

Tabela 3 – Valores de ϕ_{5h}

Classe de aplicação	ϕ_{5h}
Utilização com gancho	1,05
Utilização com garra ou cesto	1,30

Fonte: NBR 14768 (2015).

2.2.1.1 Combinações de cargas

Para evitar o escoamento e a ruptura dos componentes do guindaste, o cálculo estrutural deve constar uma combinação de carga de acordo com a Tabela 4. As combinações de carga A1 e B1 são referentes às condições normais de operação com picos dinâmicos resultados pelos movimentos de elevação, descida e giro, sendo que B1 considera os efeitos do vento e A1 não considera. A diferença de A1 e B1 para A2 e B2 é a presença de acessórios durante a operação que podem resultar em liberações de parte da carga durante o giro. A combinação de carga C1 representa a operação com picos dinâmicos simultâneos, causados pela elevação ou descida, na soma da máxima velocidade de içamento de todas as articulações do equipamento, levando em consideração a vazão de óleo disponível. Já a condição C3 reflete o guindaste em condições de teste (EN 12999, 2013).

Tabela 4 – Combinações de cargas

Categoria de carga	Cargas		Combinação A		Combinação B		Combinação C	
			A1	A2	B1	B2	C1	C3
Regular	Gravidade, aceleração do sistema de elevação	Carga morta do equipamento	ϕ_1	ϕ_1	ϕ_1	ϕ_1	ϕ_1	1
		Carga útil	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_2	ϕ_3	-	-
	Aceleração do sistema de giro	Carga morta do equipamento	ϕ_{5h}	ϕ_{5h}	ϕ_{5h}	ϕ_{5h}	-	-
		Carga útil	ϕ_{5h}	ϕ_{5h}	ϕ_{5h}	ϕ_{5h}	-	-

Fonte: adaptado de EN 12999 (2013).

O fator ϕ_3 diz respeito ao efeito dinâmico gerado pela liberação de parte da carga durante a operação com garras ou imãs.

2.2.2 Tensão admissível

De acordo com a NBR 14768 (2015), há duas opções de critérios de avaliação de tensão no produto. A primeira está presente no Anexo B da NBR 14768 (2015) e a segunda é definida pela EN 13001-3-1 (2013).

2.2.2.1 Tensão admissível pela NBR 14768

As tensões normais admissíveis (σ_a) para o projeto do guindaste são estabelecidas de acordo com a Equação 3,

$$\sigma_a = \frac{S_y}{FS} \quad (3)$$

sendo que FS é o fator de segurança e o S_y tensão de escoamento do material. Já para a tensão de cisalhamento admissível (τ_a) calcula-se utilizando a Equação 4.

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}} \quad (4)$$

A norma NBR 14768 (2015) estabelece uma tabela padrão de fatores de segurança para aços não ligados com valores de tensão de escoamento até $S_y = 355 \text{ MPa}$, mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 – Fatores de segurança

Combinação de carga	A	B	C
FS	1,5	1,33	1,25

Fonte: NBR 14768 (2015).

Para aços com limites de escoamento superiores ao estabelecido, observa-se se uma dessas condições está sendo atendida:

- a) $510 < S_u \leq 590$ e $\delta_5 S_u \geq 10800$;
- b) $S_u > 590$ e $\delta_5 S_u \geq 9800$.

Onde S_u e δ_5 são, respectivamente, o limite de resistência à tração e o alongamento do material. Se atendido, aplica-se a Equação 5.

$$S'_y = 0,8S_u \quad (5)$$

Em caso contrário, obtêm-se o fator r utilizando a Equação 6¹, sendo que $1,28 \leq r \leq 1,44$, e então calcula-se o limite de escoamento presumido utilizando a Equação 7 (NBR 14768, 2015).

¹ Equação corrigida conforme EN 12999:2006.

$$r = \frac{26000 - S_u(6 + \delta_5)}{9600} \quad (6)$$

$$S'_y = \frac{S_u}{r} \quad (7)$$

As tensões admissíveis devem ser calculadas com os fatores de segurança, indicados na Tabela 5, e com base no menor valor entre S_y e S'_y .

2.2.2.2 Tensão admissível pela EN 13001-3-1

Segundo a EN 13001-3-1 (2013), os valores de tensão admissível variam de acordo com a qualidade do material utilizado e sua espessura, podendo ser encontrados na Tabela 6

Tabela 6 – Tensões admissíveis de acordo com material

Aço	Norma	Espessura t (mm)	Limites de tensões nominais		Limites de tensões admissíveis	
			Tensão de escoamento S_y (MPa)	Limite de resistência a tração S_u (MPa)	Tensão normal admissível σ_a (MPa)	Tensão de cisalhamento admissível τ_a (MPa)
S620	EN 10025-6	$3 < t \leq 50$	620	700	564	325
		$50 < t \leq 100$	580		527	304
S690		$3 < t \leq 50$	690	770	627	362
		$50 < t \leq 100$	650	760	591	341
S890		$3 < t \leq 50$	890	940	809	467
		$50 < t \leq 100$	830	880	755	436

Fonte: adaptado de EN 13001-3-1 (2013).

2.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

No desenvolvimento de projetos, é de responsabilidade do engenheiro ou do projetista garantir que a estrutura objeto de análise não estará sujeita a falhas sob as condições de operação. Para isso, é comum que se utilize métodos analíticos convencionais, que se embasam em fórmulas e tabelas, para obter uma solução. Contudo, esse método somente é confiável para situações em que a geometria e as condições de apoio sejam simples. Já para as estruturas complexas, utilizar as técnicas clássicas para a análise, requer excessivas

simplificações, que resultam em cálculos pouco precisos (ALVES FILHO, 2012).

O Método de Elementos Finitos (MEF) é uma abordagem numérica que pode ser utilizada para encontrar uma solução aproximada dos cálculos realizados em qualquer estrutura. Do ponto de vista da engenharia, o MEF é um método para solucionar problemas como análise de tensões, transferência de calor e fluxo de fluidos através de cálculos computacionais (FISH E BELYTCHKO, 2007).

Para Hearn (1997), os componentes de engenharia frequentemente possuem diferentes características associadas às suas geometrias, ao comportamento do material, às condições de contorno e ao tipo de carga solicitada, e por isso deve-se optar por métodos alternativos para a solução do problema. Desta forma, o autor estabelece três passos para implementar o MEF em análises que independem do tipo de aplicação:

- a) pré-processamento – nessa etapa o engenheiro identifica qual é o tipo de análise mais adequada (plano de tensão, dinâmica, linear, não-linear, etc.), idealiza o modelo através da escolha do elemento (viga, sólido, casca, etc.), discretiza o componente com a criação da malha de elementos finitos, cria um modelo de comportamento do material, aplica as condições de contorno e estabelece os tipos de saídas desejadas;
- b) processamento – etapa de responsabilidade do software CAE em formar as matrizes características do elemento, organizar as matrizes para produzir as equações da estrutura, solucionar as equações de equilíbrio da estrutura para resultar nos valores das variáveis nodais, calcular as tensões e deslocamentos;
- c) pós-processamento – etapa em que o engenheiro analisa os resultados obtidos e modifica os parâmetros do modelo, se necessário.

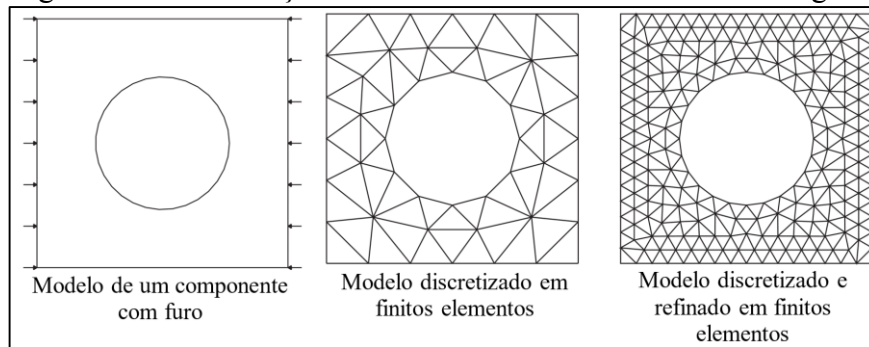
2.3.1 Sistemas discretos

O termo discretização nesse método diz respeito à idealização do modelo para posterior análise. A ideia consiste em dividir um sistema contínuo em partes separadas distintas e finitas, chamadas de elementos. A conexão dos elementos ocorre através de pontos discretos, chamados de nós. (ALVES FILHO, 2012).

Segundo Souza (2003), o conjunto desses elementos e pontos gera a idealização do modelo chamada de malha de elementos finitos. A precisão do MEF é relativa à quantidade de nós e elementos, e do tamanho e tipo dos elementos dessa malha. Por exemplo, à medida que o tamanho dos elementos tende a zero, a quantidade de nós tende a infinito, processo

conhecido como refino da malha (Figura 2).

Figura 2 – Discretização e refino de malha com elemento triangular



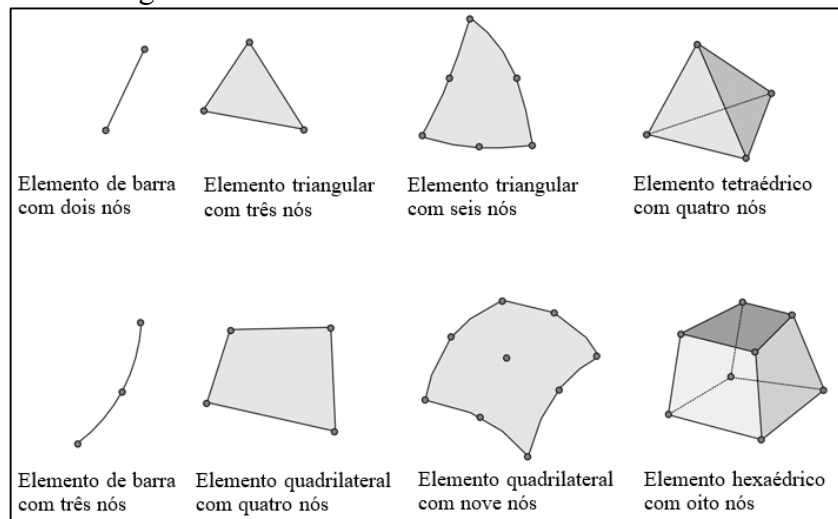
Fonte: adaptado de Fish e Belytschko (2007).

Dessa forma, o sistema deixa de ser discreto e tende a ser contínuo, convergindo para a solução exata do problema. Logo, uma malha refinada proporciona resultados mais seguros na análise (SOUZA, 2003).

2.3.2 Tipos de elementos

De acordo com Souza (2003), atualmente existem diversos tipos de elementos finitos, que apresentam formas geométricas distintas (triangular, quadrilateral, cúbico, etc.) devido ao domínio do problema (uni, bi ou tridimensional).

Figura 3 – Diferentes formas de elementos finitos



Fonte: Souza (2003).

Para geometrias unidimensionais, o mais adequado é utilizar o elemento de barra (FISH E BELYTSCHKO, 2007).

Para Sousa (2011), em situações bidimensionais e em que a espessura do componente

é significativamente menor do que as demais dimensões utiliza-se o elemento de casca. Nesse sistema de discretização, a casca é estabelecida como uma superfície de referência e a espessura do modelo é definida através das propriedades de seção.

Já os elementos sólidos triangulares, tetraédricos e prismáticos são utilizados em análises em que se deseja obter valores mais próximos dos valores experimentais das tensões e deslocamentos do modelo objeto de estudo. Para problemas em que as geometrias são complexas, o elemento sólido permite que a malha gerada seja a mais próxima da geometria real (SOUSA, 2011).

2.3.3 Análise linear

Do ponto de vista de Azevedo (2003), ao analisar uma estrutura sólida que está sob efeito de um carregamento, é usual considerar que os deslocamentos resultantes serão muito menores que as dimensões da estrutura. Além disso, estabelece-se que essa mudança na estrutura do modelo não influenciará nas distribuições de cargas e nas tensões resultantes. Ainda, considera-se que a relação entre tensão e deformação do material estudado é linear. Na presença dessas simplificações, o método de análise é considerado linear.

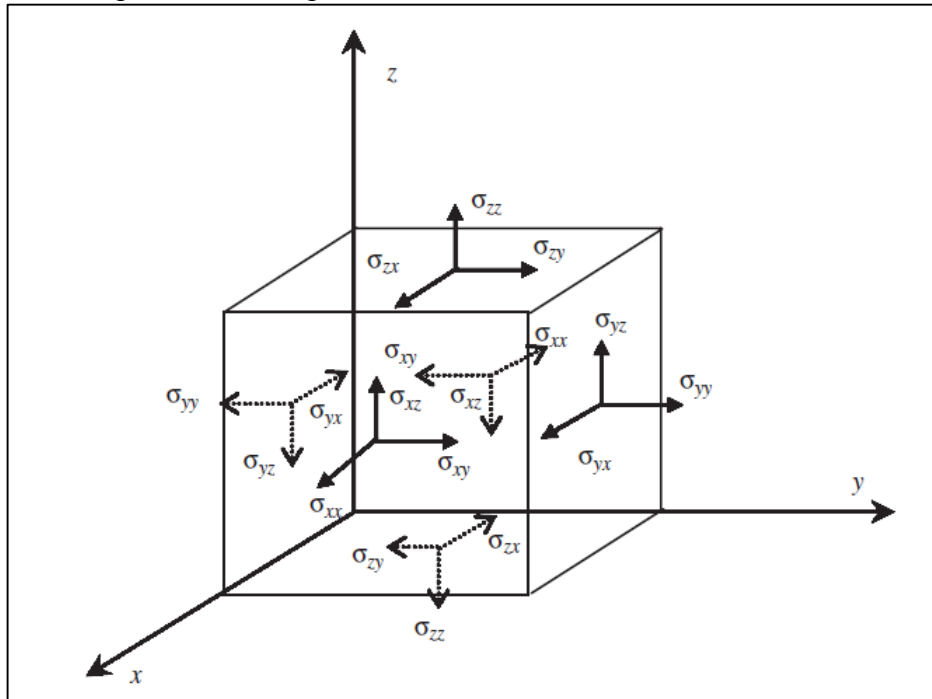
Segundo Alves Filho (2007), o equacionamento do modelo matemático é fundamentado no conceito de elementos elásticos, onde a sua rigidez é linearmente proporcional à relação entre a força aplicada e ao deslocamento obtido. Na análise linear, a rigidez do modelo é obtida através da relação entre as forças nodais e os deslocamentos nodais dos elementos. Utilizando a lei de equilíbrio de forças, que estabelece que os elementos estão em equilíbrio, e a lei de compatibilidade de deslocamentos, que estipula que os deslocamentos nodais são iguais para elementos que se conectam, é possível determinar a formulação matricial do sistema (Equação 8):

$$\{F\} = [K] \times \{d\} \quad (8)$$

Nesta equação $\{F\}$ é o vetor das forças nodais; $[K]$ é a matriz de rigidez do modelo; e $\{d\}$ é o vetor dos deslocamentos nodais.

Segundo Liu e Quek (2003), a análise de tensões em uma estrutura pode ser realizada em qualquer ponto, através da representação das componentes tensoriais em um cubo com volume infinitesimal. Em cada superfície, haverá uma tensão normal e duas tensões cisalhantes, ilustradas na Figura 4:

Figura 4 – Independentes componentes de tensão em um cubo de volume infinitesimal



Fonte: Liu e Quek (2003).

Levando em consideração o estado de equilíbrio do cubo, é fácil confirmar que nele há seis diferentes componentes de tensão, representadas pelo tensor de tensão (σ^T) na sua forma vetorial (Equação 9). Para cada um dos componentes tensoriais, há uma componente vetorial de deformação (ε^T) correspondente, representada pela Equação 10. A deformação é o valor da variação do deslocamento por unidade de comprimento, e ela pode ser obtida através da derivada dos deslocamentos pelos seus respectivos eixos (LIU; QUEK, 2003).

$$\sigma^T = \{\sigma_{xx} \ \sigma_{yy} \ \sigma_{zz} \ \sigma_{yz} \ \sigma_{xz} \ \sigma_{xy}\} \quad (9)$$

$$\varepsilon^T = \{\varepsilon_{xx} \ \varepsilon_{yy} \ \varepsilon_{zz} \ \varepsilon_{yz} \ \varepsilon_{xz} \ \varepsilon_{xy}\} \quad (10)$$

As equações citadas acima estabelecem uma relação geral para materiais anisotrópicos e de comportamento linear chamada lei de Hooke (Equação 11),

$$\{\sigma^T\} = [c] \times \{\varepsilon^T\} \quad (11)$$

onde c é a matriz das constantes do material, que para materiais isotrópicos pode ser escrita dessa forma (Equação 12):

$$c = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ & c_{11} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ & & c_{11} & 0 & 0 & 0 \\ & & & (c_{11}-c_{12})/2 & 0 & 0 \\ & \textit{simétrica} & & & (c_{11}-c_{12})/2 & 0 \\ & & & & & (c_{11}-c_{12})/2 \end{bmatrix} \quad (12)$$

Liu e Quek (2003) dizem que as constantes dos materiais (c_{ij}) podem ser calculadas a partir da relação (Equação 13) entre o módulo de Young (E), o coeficiente de Poisson (ν), e o módulo de cisalhamento do material (G):

$$c_{11} = \frac{E(1-\nu)}{(1-2\nu)(1+\nu)}; \quad c_{12} = \frac{E\nu}{(1-2\nu)(1+\nu)}; \quad G = \frac{c_{11}-c_{12}}{2} \quad (13)$$

2.4 OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL

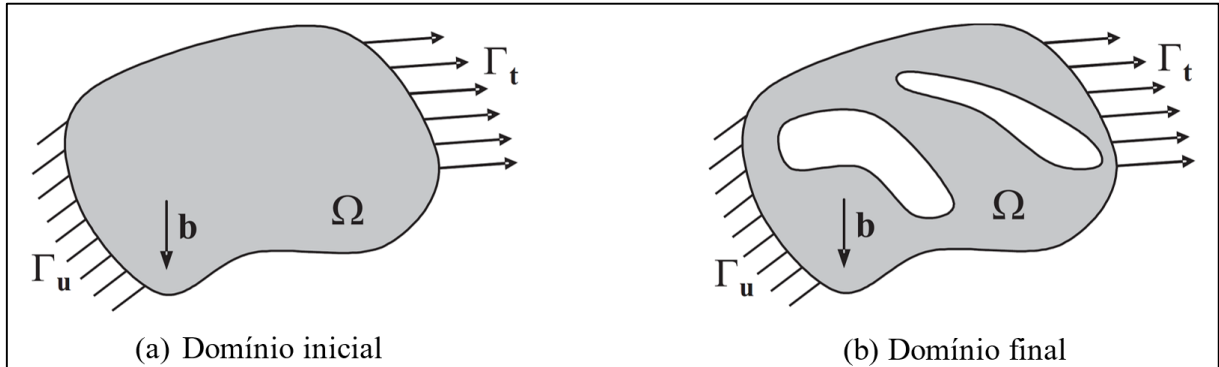
No início do século passado, os projetos de engenharia eram idealizados como uma arte no qual demandavam da experiência e da capacidade do engenheiro para solucionar um problema. Hoje, o elevado crescimento tecnológico vem reduzindo o tempo de projeto, resultando em projetos mais funcionais e com melhor qualidade. Dessa forma, o sucesso do projetista depende da validação e adequação dos métodos de engenharia utilizados para prever e analisar o comportamento de um produto novo antes de sua fabricação. Para isso, o desenvolvimento desses produtos deve ser realizado com o auxílio de ferramentas computacionais fundamentadas em métodos científicos, visando analisar e otimizar a estrutura (COUTINHO, 2006).

Na área da mecânica, uma estrutura é uma montagem de materiais no qual seu propósito é sustentar cargas. A otimização estrutural é o assunto que faz com que essa montagem sustente as cargas da “melhor maneira possível”. Para atingir esse objetivo, se faz necessário especificar qual o significado desse termo entre aspas. A primeira ideia que surge ao tratar de otimizar uma estrutura mecânica é a de uma estrutura mais leve possível. Outra boa forma de otimização é a de obter a maior rigidez do sistema. Claramente, tanto maximizações ou minimizações são consideradas otimizações, desde que haja restrições quantitativas (CHRISTENSEN; KLARBRING, 2009).

Segundo Costa Jr. e Alves (2003), o objetivo da otimização estrutural é determinar quais regiões do corpo devem ter massa ou não. Essa ideia é ilustrada na Figura 5 onde é

considerado um elemento antes e depois da otimização. O corpo de domínio (Ω), está sob um carregamento externo (Γ_t) e sua força peso (b), e está com uma região de deslocamento restringido (Γ_u):

Figura 5 – Otimização estrutural: (a) domínio inicial e (b) domínio final



Fonte: adaptado de Costa Jr. e Alves (2003).

2.4.1 Modelo matemático padrão de otimização estrutural

O modelo de otimização, visto sob uma perspectiva matemática, é composto por uma ou mais funções responsáveis pela definição do objetivo no projeto. As variáveis que compõem tais funções podem assumir quaisquer valores numéricos na região de interesse. Tais variáveis podem representar, por exemplo, valores da dimensão estrutural ou até mesmo a presença ou não de material em cada elemento da malha (PERINI, 2013).

Entretanto, muitas vezes, requer-se que os valores de algumas variáveis sejam discretos ou integrais. Uma variável é chamada de discreta quando os valores selecionados pertencem um seletor grupo de valores, como por exemplo, espessuras comerciais de chapas metálicas. Já os valores atribuídos para as variáveis integrais necessariamente devem ser valores inteiros, como o número de parafusos que serão utilizados, o número de espiras em uma mola helicoidal, etc. O problema que somente possui esses dois tipos de variável é chamado de problema de discretização de variável discreta e integral. Em contrapartida disso, os problemas que utilizam variáveis contínuas, isto é, variáveis em que se podem atribuir qualquer valor numérico, são chamados de problemas de otimização com variáveis contínuas (ARORA, 2012).

Para Perini (2013), a função objetivo é utilizada para estabelecer o parâmetro no qual se pretende atingir. Em otimização estrutural, por exemplo, é comum estabelecer a minimização da massa e a maximização da rigidez do modelo como objetivo. As funções que orientam o procedimento de otimização para atingir aos requisitos definidos são responsáveis

por descrever as restrições definidas. As restrições podem ser divididas em dois tipos: restrições de igualdade e restrições de desigualdade. A condição de igualdade pode ser exemplificada pelo desejo de atingir determinados valores de deslocamento no projeto. Para as restrições de desigualdade, um exemplo é estabelecer um valor de tensão máxima no componente quando estiver sob ação de carregamentos externos.

De acordo com Arora (2012), o modelo matemático padrão de otimização estrutural tem como objetivo encontrar um vetor $\vec{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ para minimizar ou maximizar a função objetivo (Equação 14) $f(\vec{x})$:

$$f(\vec{x}) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (14)$$

levando em consideração a p restrições de igualdade (Equação 15):

$$h_j(\vec{x}) = h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0; \quad j = 1, 2, \dots, p \quad (15)$$

e sujeita a m restrições de desigualdade (Equação 16):

$$g_i(\vec{x}) = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0; \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (16)$$

2.4.1.1 Método das Assíntotas Móveis (MMA)

De acordo com Fe-Design (2014), o algoritmo utilizado pelo Tosca Structure² é baseado no Método das Assíntotas Móveis (MMA) introduzido por Krister Svanberg.

O MMA é um algoritmo matemático de programação bem adequado para otimização topológica. O método é bem semelhante aos métodos de Programação Linear Sequencial (SLP) e Programação Quadrática Sequencial (SQP) para solucionar problemas de suavização, problemas de otimização não-linear, pois trabalha como uma sequência de subproblemas aproximados da função objetivo. Esses subproblemas são separáveis e convexos e são compostos pela informação de sensibilidade no instante da iteração e de seu histórico. A cada iteração, esse subproblema é resolvido e a sua solução é utilizada na próxima iteração do procedimento de otimização (BENDSOE; SIGMUND, 2003).

Segundo Svanberg (1987), a descrição geral do método considera um problema de otimização estrutural P , e minimiza a função objetivo $f(\vec{x})$, com $\vec{x} \in R^n$, sujeito as

² Tosca Structure é marca da *Dassault Systems*.

condições de contorno como limitações de tensão e deslocamento (Equação 17), e os limites das variáveis do projeto (Equação 18).

$$f_i(\vec{x}) \leq \bar{f}_i; \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (17)$$

$$x_{il} \leq x_i \leq x_{iu}; \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (18)$$

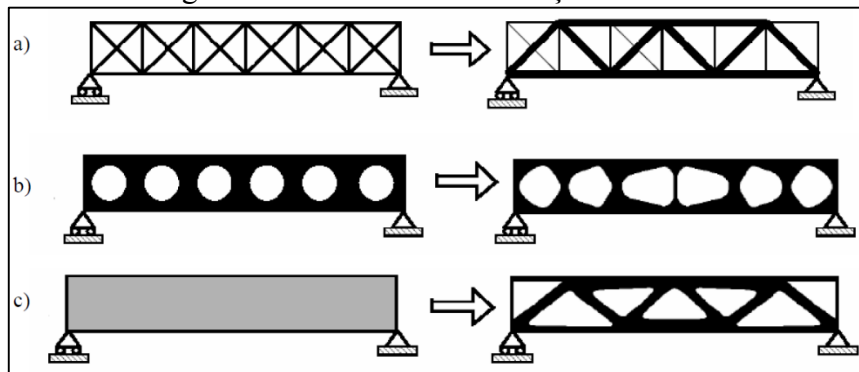
Sendo que, x_{il} e x_{iu} são, respectivamente, os menores e os maiores valores admitidos pelas variáveis da função objetivo.

2.4.2 Técnicas de otimização estrutural

O procedimento de otimização estrutural visa encontrar um modelo aceitável e adequado que satisfaça os aspectos funcionais e outros requisitos de um problema. De forma geral, há mais de um projeto aceitável e o propósito da otimização é escolher o melhor entre eles. Portanto, um critério deve ser escolhido para comparar as diferentes alternativas de soluções e selecionar a melhor opção. Esse critério, quando expresso como uma função de variáveis de projetos, é conhecido como função objetivo. A escolha da função objetivo é regida de acordo com a natureza do problema. Para otimizações de minimização em estruturas mecânicas, o mais usual é minimizar variáveis como peso e o custo. Já para maximizações, o objetivo mais óbvio para sistemas mecânicos de engenharia é a maximização da eficiência mecânica. Além disso, em alguns casos podem haver mais de um critério para ser satisfeito, como a minimização da massa de uma estrutura com a máxima rigidez possível. Uma otimização com mais de uma função objetiva é conhecida como um problema de programação multiobjetivo (RAO, 2009).

De acordo com Bendsoe e Sigmund (2003), o método de distribuição de materiais em estruturas linearmente elásticas objetiva encontrar o melhor leiaute de arranjo da massa. Para obter esse leiaute otimizado, o modelo em análise deve sofrer alterações na sua topologia, na sua forma ou na sua dimensão. Problemas de dimensionamento, forma e topologia abrangem diferentes aspectos da solução de otimizações estruturais (Figura 6):

Figura 6 – Técnicas de otimização estrutural



Fonte: Bendsoe e Sigmund (2003).

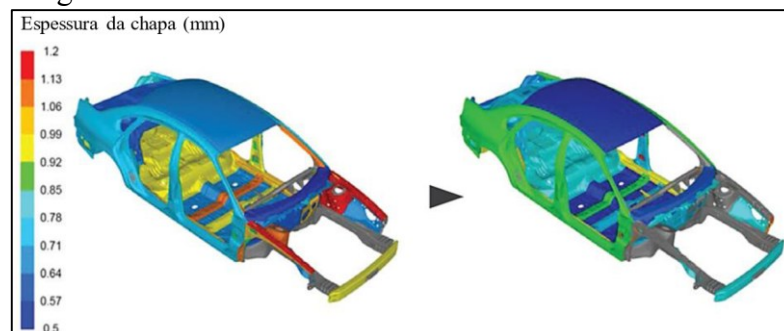
A Figura 6 (a) representa a otimização dimensional em que não há modificações na forma ou na topologia da estrutura e as variáveis do projeto dizem respeito às propriedades da rigidez do elemento, como o momento de inércia, espessura, etc. A otimização de forma é ilustrada em (b) através da modificação da forma do contorno dos segmentos do modelo. E a otimização topológica (c) instaura uma nova forma na estrutura e escolhe o melhor arranjo dos materiais possíveis no domínio (COUTINHO, 2006).

2.4.2.1 Otimização dimensional

Otimização dimensional é uma forma de otimizar componentes manufaturados em chapas metálicas através da modificação da sua espessura. É mais aplicado em estágios do processo de desenvolvimento de produtos onde o *layout* da peça está bem definido. Partindo da área em que será modificada e as condições de contorno, como carregamentos, fixações e condições de manufatura, o sistema de otimização determina a melhor distribuição de espessuras do componente (FE-DESIGN, 2014).

A Figura 7 ilustra a estrutura de um chassi de um veículo antes e depois de uma otimização dimensional.

Figura 7 – Estrutura veicular dimensionalmente otimizada



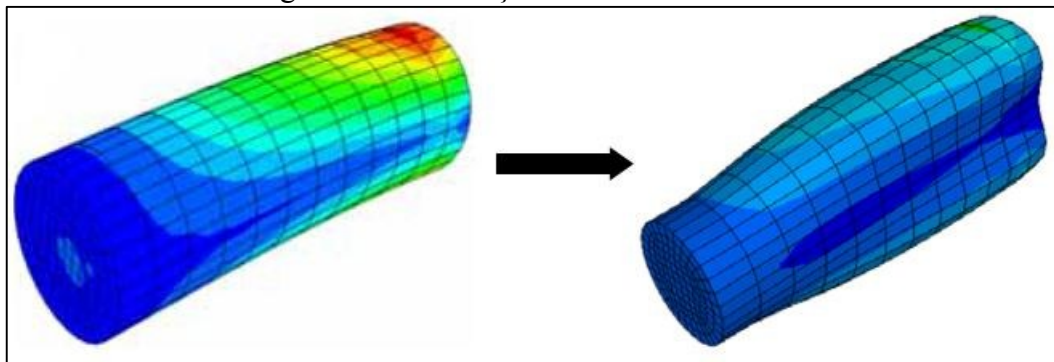
Fonte: Vendramin (2016).

2.4.2.2 Otimização de forma

Na maioria das vezes, a otimização de forma é utilizada no final do processo de desenvolvimento do produto quando o *layout* do componente ainda não está bem definido, mas que somente pequenas modificações e melhorias são permitidas. A principal função objetivo que é estabelecida é a minimização de concentrações de tensão. O procedimento se baseia em um processo automático e iterativo dos resultados de análise de tensões do modelo atual até atingir o nível de tensão requerido (FE-DESIGN, 2014).

A Figura 8 exemplifica a otimização de forma em um modelo, no qual sua geometria foi modificada para evitar falhas no material e aumentar sua durabilidade.

Figura 8 – Otimização de forma de um eixo



Fonte: adaptado de Fe-design (2014).

Sob o ponto de vista de Coutinho (2006), esse tipo de otimização demanda de maior aprimoramento na implementação numérica do que a otimização dimensional. Isso acontece devido ao fato do próprio domínio se tornar uma variável, exigindo técnicas mais sofisticadas para uma geração e atualização automática da malha e de derivadas precisas para a determinação da sensibilidade.

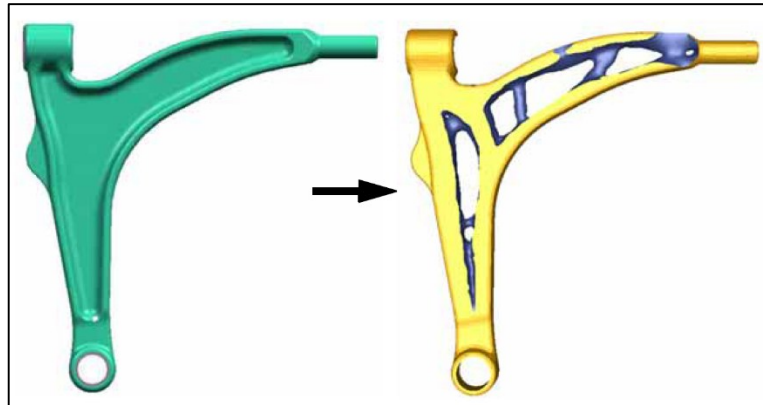
2.4.2.3 Otimização topológica

A otimização topológica (OT) em estruturas sólidas envolve a determinação de características como o número e a localização de furos no seu domínio. O propósito da OT é encontrar o leiaute ótimo da estrutura em uma região determinada, sendo que as únicas condições de contorno conhecidas no problema são as cargas aplicadas, o volume do componente e possivelmente algumas restrições de projeto, como a localização e tamanho de determinados furos e fixações (BENDSOE; SIGMUND, 2003).

De acordo com Bendsoe e Kikuchi (1988), a OT visa buscar uma estrutura homogênea à distribuição de cargas, onde o processo de otimização assegura que nas regiões do domínio onde não haja fluxo de tensões ou com menor nível de solicitação mecânica, ocorra a remoção de material. Essa remoção de material no domínio do modelo exigiria um algoritmo de atualização automática da malha dos elementos finitos para garantir um resultado de tensão preciso. Para evitar isso, a OT utiliza duas constituintes de material, substância e vazio, na qual a primeira considera as propriedades mecânicas do modelo e a segunda não possui propriedades. Dessa forma, após a análise estrutural, um algoritmo atribui propriedades nulas aos elementos sem solicitação de material, fazendo com que não seja necessário alterar a malha do domínio, tornando o processo mais ágil.

Sendo assim, a OT é um método numérico que proporciona automaticamente o melhor arranjo de materiais para estrutura mecânica atender a um determinado objetivo de projeto. A avaliação do atendimento do objetivo está associada a algum critério, podendo ser: máxima carga de flambagem crítica, mínima frequência crítica, distribuição de tensões ao longo da estrutura (Figura 9), etc. (SIMONETTI, 2009).

Figura 9 – Otimização topológica em uma estrutura mecânica

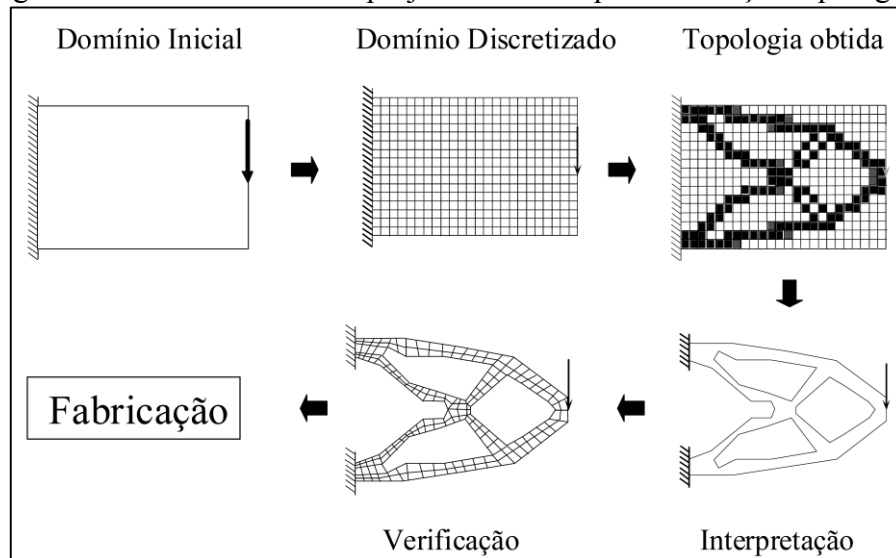


Fonte: Fe-design (2014).

Para Silva (2009), o processo de OT é constituído em algumas etapas (Figura 10). A primeira etapa consiste em delimitar o domínio da estrutura, onde as limitações são as condições de contorno do modelo, os pontos de aplicação de carga, entre outras. Nesse passo, é importante estabelecer o menor número de restrições ao modelo, pois quanto mais restrições impostas na análise menor será a qualidade da solução obtida. O segundo passo trata da discretização da estrutura através do MEF. Em seguida, no terceiro passo ocorre um processo iterativo de distribuição de material no domínio afim de maximizar ou minimizar a função objetivo especificada. Na quarta etapa é realizado a interpretação dos resultados obtidos na otimização através de recursos de processamento de imagens ou modelando uma nova

estrutura em CAD com base no modelo obtido. A penúltima etapa verifica e valida as tensões e deslocamentos do modelamento obtido na etapa anterior. E, por fim, é realizada a fabricação da estrutura de acordo com o processo de manufatura mais adequado para o componente.

Figura 10 – Procedimento de projeto estrutural por otimização topológica



Fonte: Silva (2009).

2.4.2.3.1 Técnicas de otimização topológica

Devido à grande importância da utilização da otimização topológica para encontrar o melhor leiaute estrutural no estágio inicial do processo de desenvolvimento de produtos, nas últimas décadas foram realizadas diversas pesquisas com a intenção de desenvolver novos procedimentos de OT, mais confiáveis e eficientes. Durante esse período, os pesquisadores dividiram as técnicas de OT em duas classes: a técnica microestrutural, baseada no material, e a técnica macroestrutural, baseada na geometria do modelo (ESCHENAUER; OLHOFF, 2001).

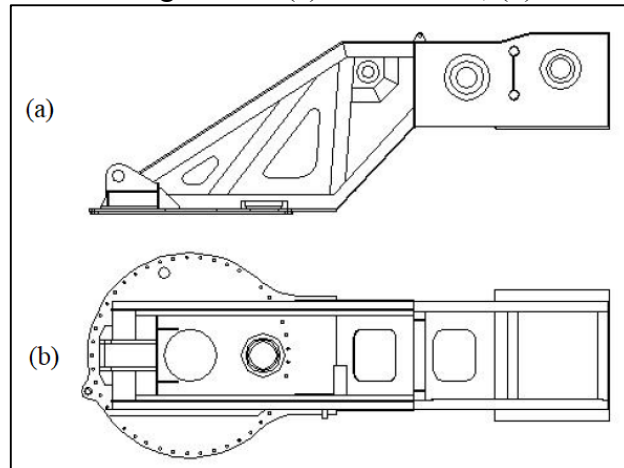
A abordagem micro se baseia em uma estrutura porosa, que define as relações entre o material em função da geometria do componente e da densidade volumétrica de cada elemento. É representada por variáveis contínuas e possui domínio fixo discretizado pela malha de elementos finitos, onde cada ponto pode variar entre (0) e (1), respectivamente, ausência e presença de material. Um exemplo desse tipo de abordagem é o método SIMP (*Simple Isotropic Material with Penalization*). Já na abordagem macro, a inserção de buracos na estrutura faz com que a topologia do modelo seja modificada. Para essa classe, um exemplo é o ESO (*Evolutionary Structural Optimization*) que é fundamentado no cálculo da função objetivo ao ser removido um elemento da malha e o TSA (*Topological Sensitivity*

Analysis) que se baseia em uma função escalar que fornece a sensibilidade da função objetivo para cada ponto do domínio quando um furo é inserido (SIMONETTI, 2009).

2.4.3 Otimização topológica aplicada à guindastes

No trabalho de Fei, Wang e Liu (2014), a otimização topológica foi utilizada para uma melhoria de uma mesa giratória, Figura 11, de um guindaste telescópico instalado em caminhão. O motivo pelo qual os autores escolheram esse componente para a análise foi porque a mesa giratória é um dos principais componentes do guindaste e sua estrutura está diretamente relacionada com a performance de elevação da máquina. Além disso, o método tradicional utilizado para os projetos anteriores foi baseado na experiência dos projetistas em analisar suas tensões pelo MEF e o design da estrutura era ditado pelas condições de instalação e pela forma do veículo. O procedimento do estudo utilizou as análises do MEF do modelo antes da otimização para realizar uma comparação com os resultados, providenciando um método efetivo para melhorar a estrutura. No final, o trabalho proporcionou uma redução de 2% na tensão máxima e uma redução de 7,8% da máxima deformação do modelo otimizado.

Figura 11 – Mesa giratória: (a) vista frontal, (b) vista superior

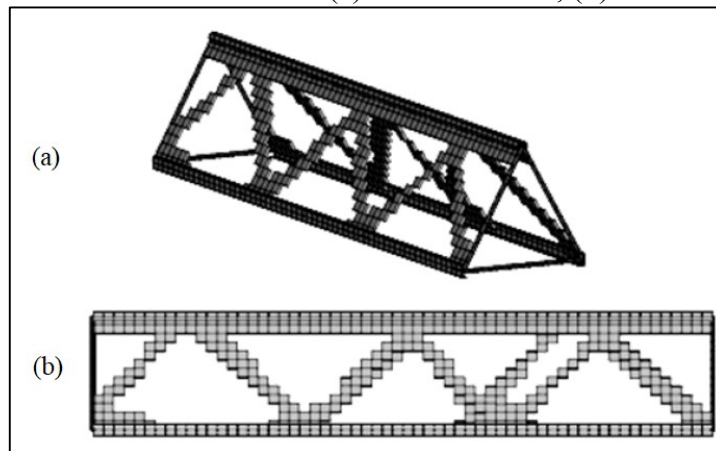


Fonte: adaptado de Fei, Wang e Liu (2014).

Outro estudo é o de otimização da viga treliçada, Figura 13, de um guindaste de torre. A aplicação de OT na viga desse tipo de guindaste pode resultar em redução de peso, material e até mesmo reduzir a energia consumida durante a operação. O carregamento aplicado na viga foi o de três aplicações típicas. O método de OT utilizado nesse estudo é o SKO (*Soft Kill Option*), que é um tipo de otimização baseado no crescimento adaptativo biológico. O

procedimento iniciou substituindo as treliças por placas que foram transformadas em subdomínios para atender aos requisitos do SKO. Após os resultados da OT, o leiaute otimizado da malha de membros é formado pela extração do esqueleto de casca e transformação das novas vigas da treliça. Depois, é realizada uma otimização dimensional na seção transversal das barras da treliça. Para a primeira condição de carregamento, Figura 12, a OT proporcionou uma redução de 24,2% de peso, uma redução de 15,1% da energia de deformação, uma redução de 12,5% da deflexão máxima e uma redução de 12,4% da tensão máxima da viga (QINGLONG et al., 2017).

Figura 12 – Resultado da OT: (a) tridimensional, (b) bidimensional

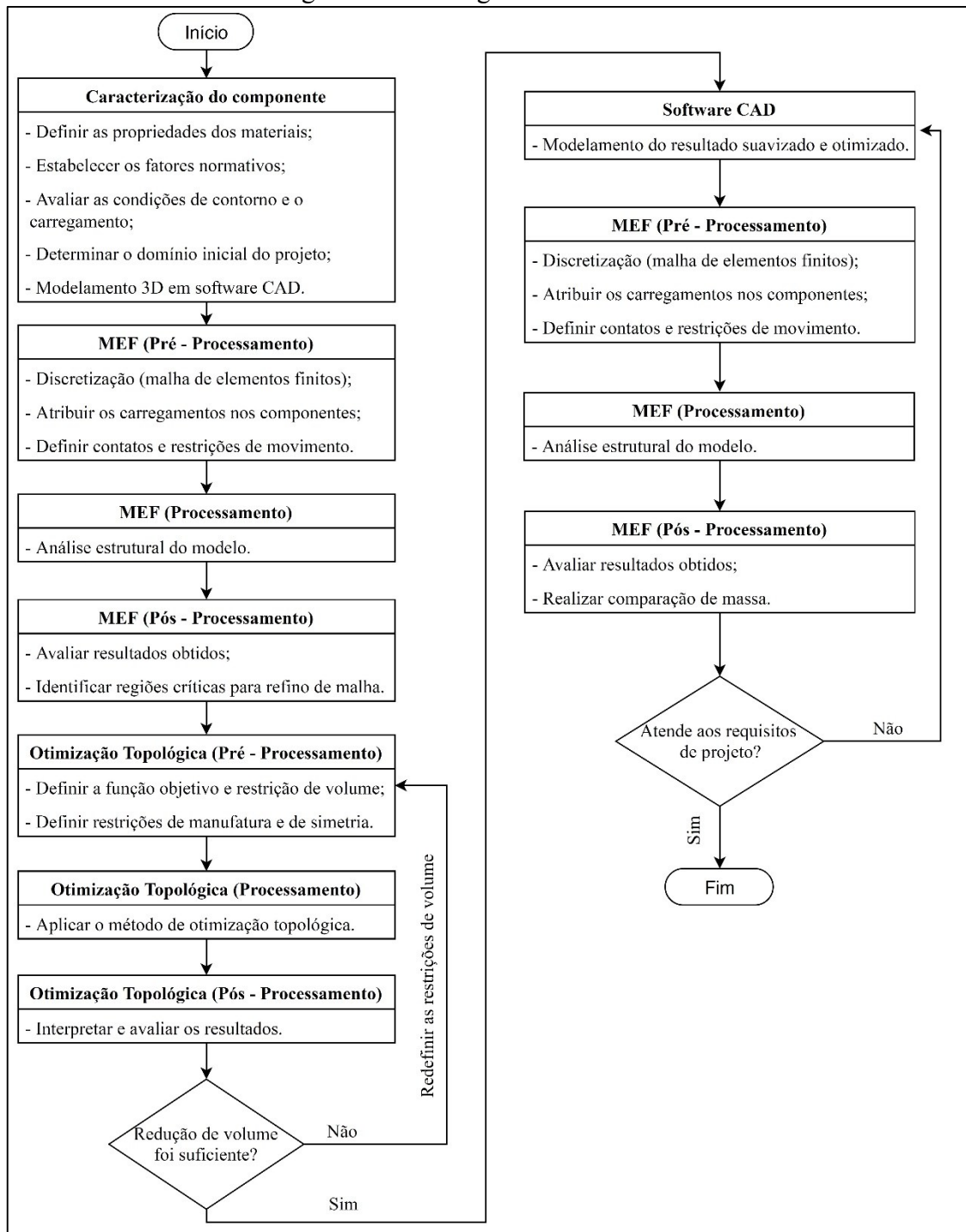


Fonte: adaptado de Qinglong et al. (2017).

3 PROPOSTA DE TRABALHO

Este capítulo apresenta a metodologia para realizar uma análise de otimização estrutural de um sistema de coluna e braço principal de um guindaste articulado. Para esse fim, o trabalho foi realizado seguindo os passos ilustrados na Figura 13.

Figura 13 – Fluxograma de atividades



Fonte: o autor (2018).

As atividades indicadas no fluxograma ocorreram conforme a sequência das etapas definidas a seguir:

- a) O primeiro passo foi caracterizar o sistema atual, definindo propriedades dos materiais utilizados, avaliar os tipos de carregamentos, estabelecer as condições de contorno e obter os fatores normativos. As mesmas características foram utilizadas para o domínio inicial do projeto;
- b) Em seguida, fez-se a análise do sistema atual através do MEF pelo *software* Abaqus. No pré-processamento, realizou-se a discretização do modelo; os contatos e as restrições de movimento foram definidas e os carregamentos atribuídos ao sistema. Após o processamento, foram identificadas as regiões críticas para o refino de malha, visando a convergência da análise;
- c) Após validado o sistema atual, iniciou-se o processo iterativo de otimização topológica através do *software* Tosca Structure, com base nas análises de MEF. Na etapa de pré-processamento foi estabelecido o domínio inicial do projeto e a função objetivo. Também é nesse momento em que as restrições do projeto foram definidas, como: volume e simetria;
- d) Depois do processamento, fez-se a interpretação dos resultados da otimização onde verificou-se a distribuição de material do novo domínio e se suas tensões estavam dentro do admissível. Também foi verificado se a redução de volume estava dentro do esperado. Em caso de resposta negativa, são redefinidas as restrições de volume e uma nova iteração é realizada; e se positiva, segue-se para a próxima etapa;
- e) Com base nos resultados e do modelo suavizado gerado pela otimização topológica, foi realizado um novo modelamento através do *software* PTC Creo Parametric, utilizando as mesmas características construtivas da alínea “a”;
- f) Nessa etapa, foi realizada a validação do novo domínio do sistema através do MEF pelo *software* Abaqus, utilizando as mesmas configurações de pré-processamento onde foi validado o sistema atual;
- g) Após o processamento, as tensões e deslocamentos foram avaliadas para garantir que as condições normativas estivessem sendo atendidas. Se validado, é realizada a comparação de massa entre o domínio inicial e o domínio final do projeto, caso contrário o processo é retomado na etapa de modelamento em *software* CAD.

3.1 DEFINIÇÃO DOS DADOS INICIAIS

Atualmente, o braço anterior é composto de chapas metálicas, cortadas em processo de corte laser, em diversas espessuras unidas através de um processo de soldagem. A coluna, por sua vez, é composta pelo mesmo arranjo de peças que o braço anterior, com exceção do seu eixo que é usinado a partir de uma barra cilíndrica de aço-carbono e que não faz parte da análise de otimização devido às diversas restrições de montagem e de funcionamento exigidas.

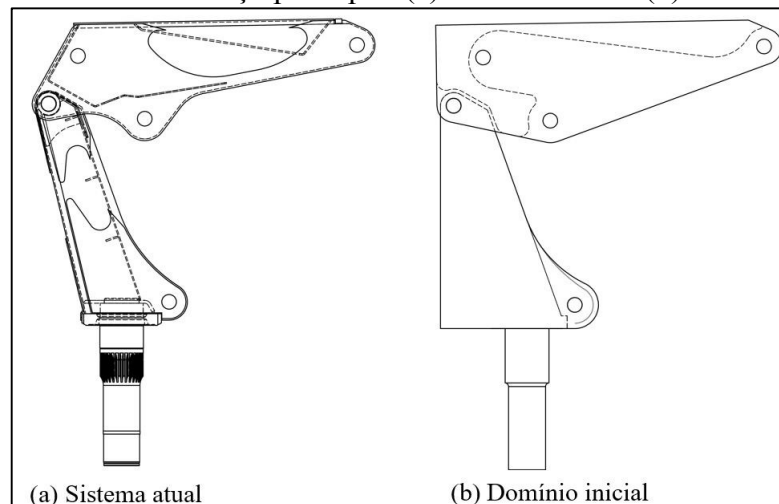
Todas as peças são fabricadas em aço-carbono estrutural S690, conforme norma EN 10025-6, e com espessuras inferiores à 50 mm. Para os valores de tensão admissível do projeto, optou-se pelo método estabelecido pela EM 13001-3-1 por ser menos conservador que o estabelecido no Anexo B da NBR 14768, onde obteve-se os valores da Tabela 7.

Tensão normal admissível (MPa)	Tensão de cisalhamento admissível (MPa)
627	362

Fonte: o autor (2018).

A Figura 14 (a) ilustra o sistema com a geometria em que é fabricado atualmente e a Figura 14 (b) ilustra o domínio inicial do projeto em que será realizada a otimização. As dimensões das furações nas quais são mancalizadas os cilindros de elevação e inclinação se mantiveram as mesmas e as restrições geométricas para a montagem dos cilindros também já estão ilustradas no domínio.

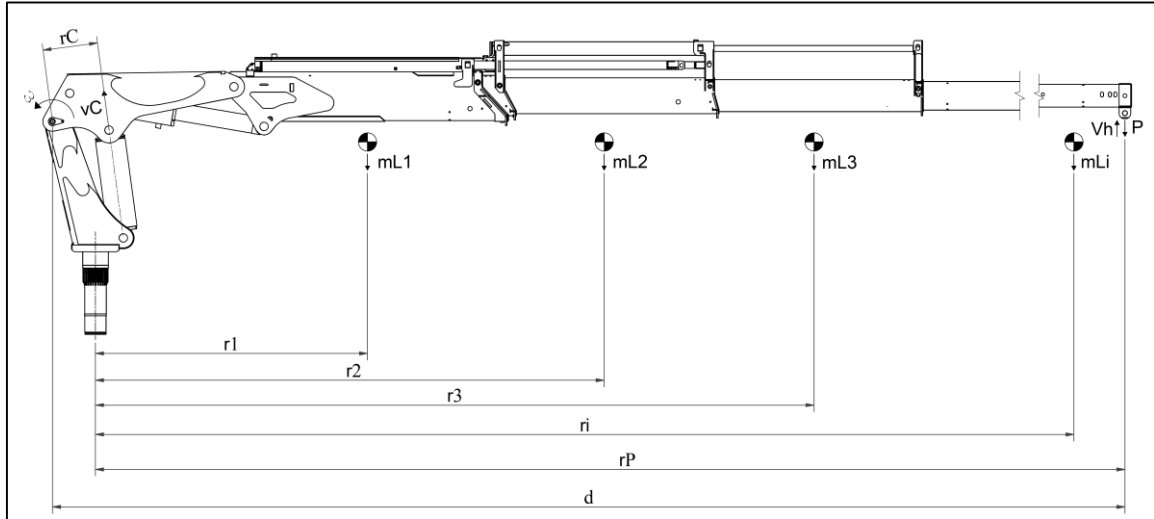
Figura 14 – Coluna e braço principal: (a) sistema atual e (b) domínio inicial



Fonte: o autor (2018).

Para obter os fatores normativos, estabelecidos pela NBR 14768 (2015) e EN 12999 (2013), atribuiu-se a pior condição de carregamento no guindaste, que é onde todas as lanças estão abertas com carga máxima e em posição perpendicular ao eixo da coluna (Figura 15).

Figura 15 – Condição de aplicação da carga do guindaste



Fonte: o autor (2018).

Os guindastes são classificados pelo momento líquido máximo ($Mn_{máx}$) que é calculado utilizando a Equação 19, onde a carga içada (P) é multiplicada pelo raio de giro (rP):

$$Mn_{máx} = P \cdot rP \quad (19)$$

No entanto, para o cálculo estrutural é necessário utilizar o momento bruto máximo ($Mg_{máx}$), calculado pela Equação 20, onde são consideradas as cargas do próprio equipamento (mL_i) e seus respectivos raios dos seus centróides (R_i).

$$Mg_{máx} = Mn_{máx} + \sum_{i=1}^N mL_i R_i \quad (20)$$

Além disso, o estudo em questão trata de um guindaste montado sobre veículo (Tabela 1) e considera a operação de içamento da carga com uma velocidade continuamente crescente (Tabela 2), devido ao acionamento das alavancas das válvulas hidráulicas que controlam o equipamento. É também considerado que na operação somente haverá acionamentos simples do sistema hidráulico (acionamento do cilindro de elevação) e sem sobreposição de picos dinâmicos (classe A e B), ocasionados por movimentos simultâneos em diferentes pontos de articulação hidráulica do guindaste. A partir dessas considerações, obtém-se os valores

intermediários para o cálculo de ϕ_1 e ϕ_2 .

A Figura 15 ilustra as variáveis que são utilizadas para calcular o valor de $v_{hm\acute{a}x.}$ na posição do guindaste em que foi realizado o estudo. A velocidade máxima de içamento pode ser calculada multiplicando a velocidade angular do braço anterior (ω) pelo raio (d) de içamento da carga,

$$v_{hm\acute{a}x.} = \omega d \quad (21)$$

onde, ω é definida pela divisão entre a velocidade de extensão do cilindro (v_c) e a dimensão do ponto de giro do braço anterior e o mancal do cilindro de elevação (rC) no ponto de análise.

$$\omega = \frac{v_c}{rC} \quad (22)$$

Com os valores da vazão (q) do sistema hidráulico e do diâmetro do cilindro de elevação (ϕ_{ce}), é possível calcular v_c :

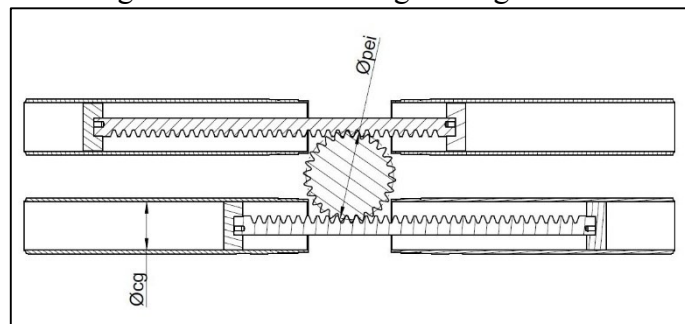
$$v_c = \frac{4q}{\phi_{ce}^2 \pi} \quad (23)$$

Na Figura 16, é possível compreender o sistema de giro do equipamento e equacionar o M_{gb} ,

$$M_{gb} = \frac{P_{pg} \phi_{pei} \phi_{cg}^2 \pi}{4} \quad (24)$$

onde, P_{pg} é a pressão no cilindro de giro, ϕ_{pei} é o diâmetro primitivo do eixo da coluna e ϕ_{cg} é o diâmetro da camisa do cilindro de giro.

Figura 16 – Sistema de giro do guindaste



Fonte: o autor (2018).

O guindaste que será analisado nesse estudo possui um momento líquido máximo de 62 toneladas metro e possui as características citadas na Tabela 8.

Tabela 8 – Dados de entrada do guindaste

q (l/min)	ϕ_{ce} (mm)	ϕ_{cg} (mm)	rC (mm)	rP (mm)	d (mm)	P_{pg} (MPa)	ϕ_{pei} (mm)
60	250	125	511	17.480	17.880	23	220

Fonte: o autor (2018).

Aplicando os dados da Tabela 8 nas Equações 1, 21, 22 e 23, e considerando uma operação de içamento de cargas no gancho, obtêm-se os fatores dinâmicos normativos.

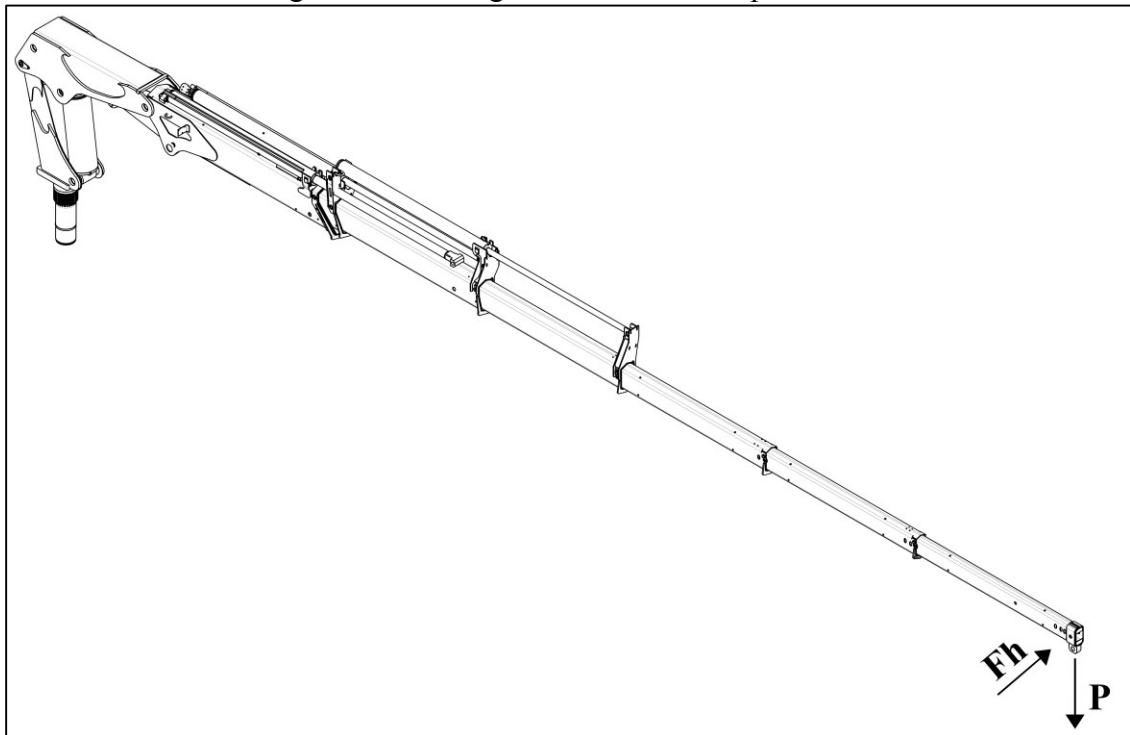
Tabela 9 – Fatores dinâmicos normativos

ϕ_1 (-)	ϕ_2 (-)	ϕ_{5h} (-)
1,1	1,11	1,05

Fonte: o autor (2018).

O guindaste em operação regular está sujeito à dois tipos de carregamentos, ilustrados na Figura 17.

Figura 17 – Carregamentos externos aplicados



Fonte: o autor (2018).

O primeiro é a aplicação de uma carga útil de trabalho (P) na extremidade das lanças em condição estática. O segundo é um carregamento combinado, considerando a aplicação da

mesma carga útil de trabalho (P) na extremidade das lanças, aliada à força gerada pelo giro do equipamento (F_h). A carga P é obtida com base no gráfico de cargas da máquina na posição em que será estudada. Já a F_h é calculada utilizando as Equações 2 e 24.

Tabela 10 – Carregamentos externos

P (N)	F_h (N)
15.696	3.552

Fonte: o autor (2018).

3.1.1 Análise estrutural do sistema atual

O objetivo da análise realizada nessa etapa foi verificar o estado atual de deslocamentos e tensões utilizando o MEF. Os valores de tensão obtidos na análise são referentes ao critério de falha de Von Mises e foram utilizados para validar o projeto atual, comparando-o com as características de resistência atribuídas no item 3.1. Além disso, os resultados dessa análise também serviram como base para a interpretação dos resultados de otimização e de outras análises estruturais.

3.1.1.1 Pré-processamento da análise estrutural do sistema atual

O *software* utilizado para realizar a análise estrutural foi o Abaqus, onde os dados necessários para o pré-processamento foram inseridos no *software*. A fim de simplificar o modelo e aumentar o desempenho do programa, o sistema foi considerado como apenas dois componentes (braço e coluna). Dessa forma, todas as suas chapas metálicas, que na realidade são unidas através de cordões de solda, foram unidas como um único sólido. A união entre os dois componentes foi representada a partir de recurso de conexão que simula o pino de articulação entre eles. Tal conexão provê que os deslocamentos sofridos nesse mancal sejam os mesmos tanto para a coluna quanto para o braço principal, resultando a única possibilidade de movimentação do braço principal que é a do giro no seu mancal em relação ao eixo Z. Dessa forma, devido a essas características não houve a necessidade de aplicar condições de contato entre os componentes. Além desse pino de articulação, todos os mancais detentores de pinos de mancalização receberam restrições de movimentação através do recurso de restrições multipontos. Essas conexões garantem que todos os nós da face do furo possuam os mesmos deslocamentos que o ponto de aplicação da carga e permitem a simulação de um cilindro

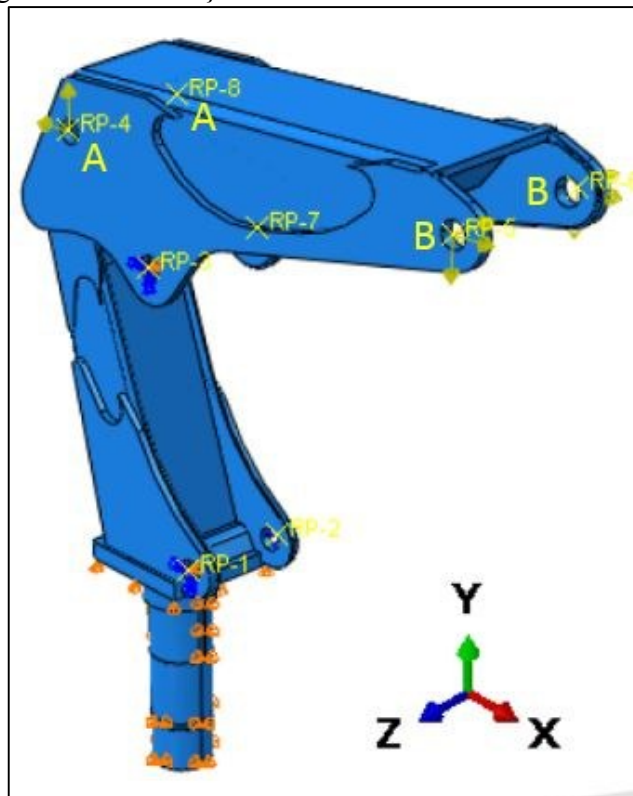
rígido entre as extremidades dos mancais dos pinos. Os cilindros, por sua vez, foram representados pelo recurso de mola onde sua rigidez (K_{cil}) foi obtida através da Equação 25,

$$K_{cil} = \frac{E\phi_{ce}^2\pi}{4L_{cil}} \quad (25)$$

onde, L_{cil} é o comprimento do cilindro de elevação, ϕ_{ce} é o diâmetro do cilindro de elevação e E é o módulo de elasticidade do aço.

A Figura 18 ilustra as restrições do sistema, onde a movimentação no eixo Y está sendo restringida pela face da base da coluna e nos eixos X e Z pelas faces do eixo de giro da coluna. As cargas foram calculadas analiticamente e a resultante do pino de mancalização do braço principal com o cilindro de inclinação foi aplicada no ponto A e a do braço principal com o braço posterior foi aplicada no ponto B.

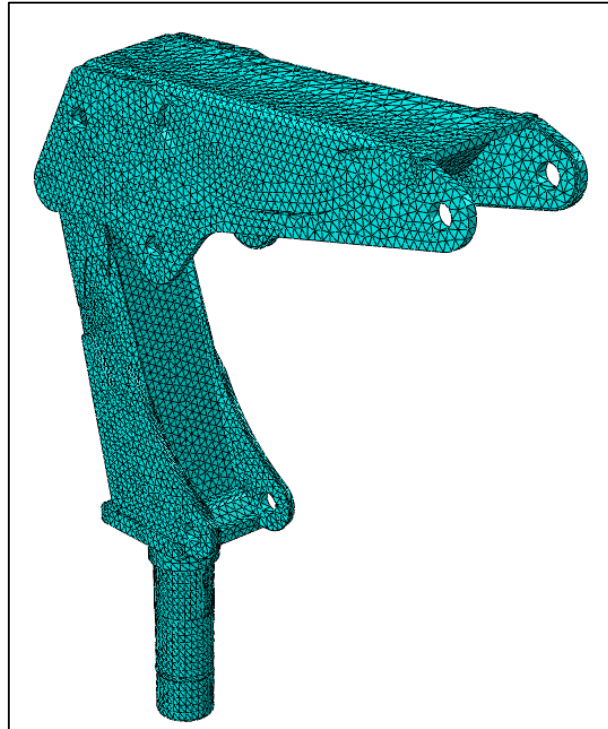
Figura 18 – Condições de contorno da análise estrutural



Fonte: o autor (2018).

Para a discretização dos componentes foram considerados elementos sólidos tridimensionais. A Figura 19 mostra a malha gerada com elementos tetraédricos do tipo C3D10, ou seja, tridimensional e com 10 nós.

Figura 19 – Discretização dos componentes da análise estrutural



Fonte: o autor (2018).

3.2 OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DO SISTEMA

Esse trabalho visou otimizar um sistema de braço e coluna de um guindaste articulado para obter uma geometria que suporte as cargas de trabalho e atenda às normas vigentes e que também possua uma distribuição de material ótima. Isto é, encontrar uma geometria com menor massa e com a maior rigidez possível.

O domínio inicial do estudo, ilustrado na Figura 14 (b), foi modelado na empresa Madal Palfinger S.A utilizando o *software* PTC Creo Parametric. Já a análise estrutural pelo MEF e a otimização estrutural foram realizadas na Universidade de Caxias do Sul através do *software* Abaqus e Tosca Structure, respectivamente.

3.2.1 Otimização topológica do sistema

Para encontrar o design ótimo de distribuição de material dos componentes foi realizada uma otimização topológica. A aplicação desse tipo de otimização no conjunto fez com que as regiões do sistema em que não era necessário haver material fossem substituídas por um vazio.

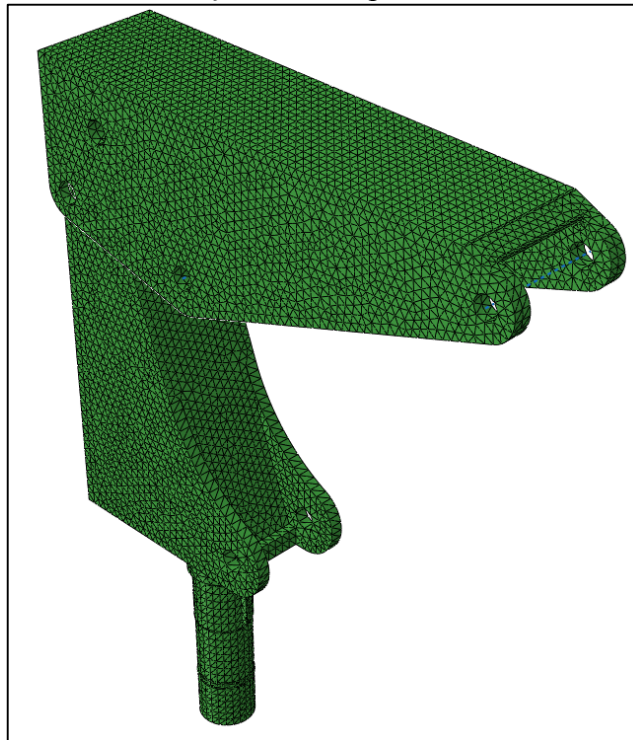
O *software* Tosca Structure possui dois métodos de análise para a remoção do material

de um componente: o *controller* e o *sensitivity*. Se comparado com o *sensitivity*, o algoritmo *controller* demanda menos iterações para atingir um resultado satisfatório em relação ao objetivo estabelecido. Isso acontece pelo fato do critério de remoção de material do *controller* ser binário (um ou zero), diferente do *sensitivity* que contém elementos com valores de densidade intermediários. Dessa forma, o algoritmo optado para realizar a otimização foi o *controller*.

3.2.1.1 Pré-processamento da otimização topológica

Para alimentar o *software* Tosca Structure com as informações do modelo a ser otimizado, as mesmas parametrizações realizadas na análise estrutural do sistema atual foram feitas no domínio inicial do sistema. A Figura 20 mostra os componentes discretizados com elementos sólidos tetraédricos do tipo C3D10.

Figura 20 – Discretização dos componentes do domínio inicial



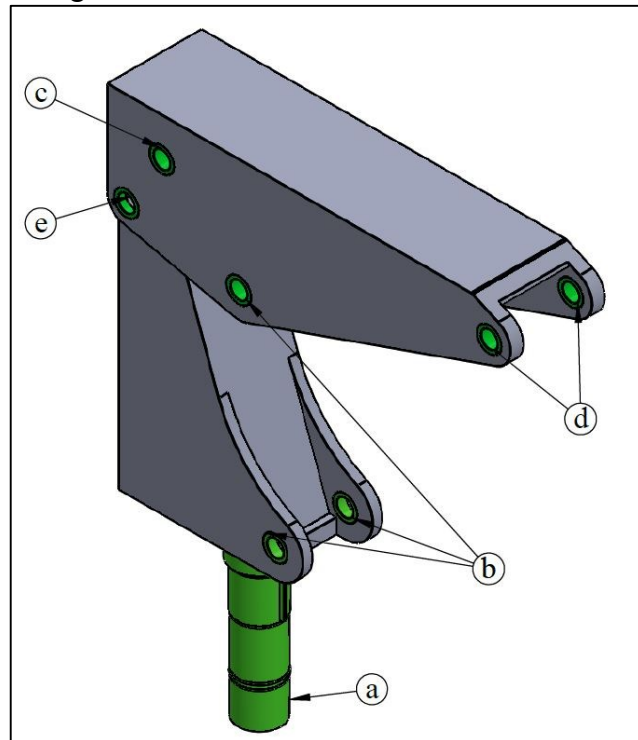
Fonte: o autor (2018).

Antes de iniciar a otimização foi necessário estabelecer algumas restrições na geometria do sistema a ser otimizado. Inicialmente, se estabeleceu que todos os elementos do braço e da coluna poderiam ser otimizados, definindo então a *design area*. Feito isso, foi definido quais regiões dos componentes que não deveriam ser otimizadas. O critério de

seleção das regiões foi baseado na aplicação e funcionalidade dos componentes, restringindo então todos os furos, e também nas suas características de fabricação, onde foi restringido o eixo de giro da coluna. A seleção dessas regiões foi realizada através da criação de *sets* de elementos dentro da interface do Abaqus e exportados para o Tosca Structure, onde os *sets* foram atribuídos como *frozen areas*.

A Figura 21 ilustra o domínio inicial e as regiões definidas como *frozen areas* que são: eixo de giro da coluna (a); mancais do cilindro de elevação (b); mancais do cilindro de inclinação (c); mancais de acoplamento do braço posterior (d); mancal de giro da coluna e do braço principal (e).

Figura 21 – *Frozen areas* do domínio inicial



Fonte: o autor (2018).

Além dessas condições de contorno, uma restrição de simetria foi atribuída ao modelo tendo como referência o plano médio dos dois componentes.

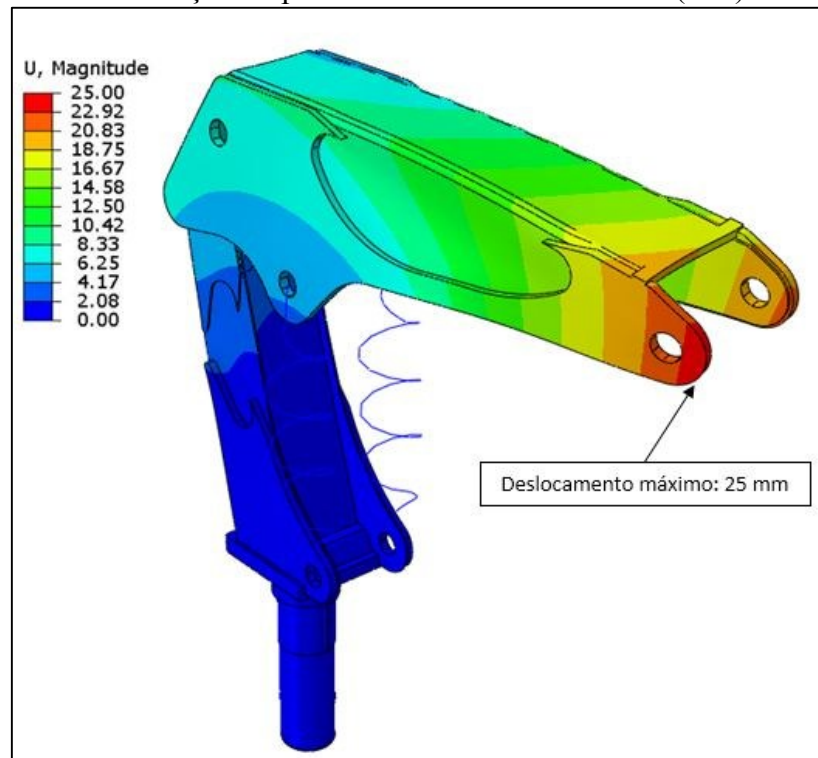
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O objetivo desse trabalho foi projetar um sistema coluna e braço principal de um guindaste articulado utilizando uma ferramenta de otimização estrutural a fim de obter uma configuração com maior rigidez para a menor massa. Desta forma, nesse capítulo todos os resultados dos estudos e análises realizadas são mostrados e discutidos, comparando-se o modelo original com o otimizado.

4.1 RESULTADO DA ANÁLISE ESTRUTURAL DO SISTEMA ATUAL

Os deslocamentos obtidos nessa análise são coerentes com a aplicação da máquina e demonstram uma boa plausibilidade dos dados inseridos na etapa de pré-processamento. A Figura 22 identifica o ponto máximo de deslocamento do sistema, no caso 25 mm.

Figura 22 – Ilustração do ponto crítico de deslocamento (mm) do sistema

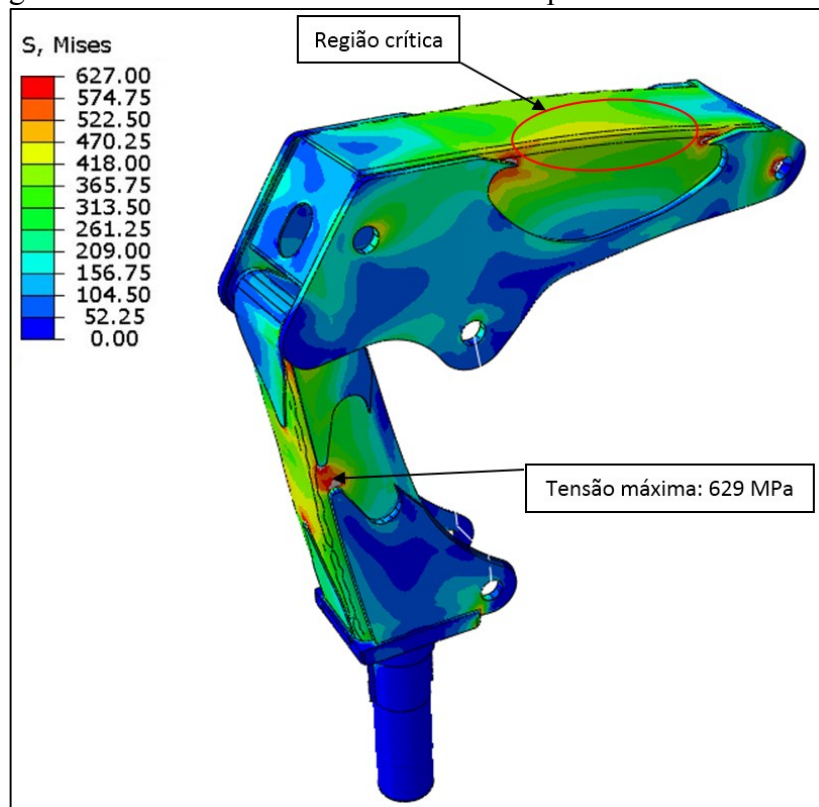


Fonte: o autor (2018).

Já os valores de tensão apresentaram uma grande variação entre os valores médios e o máximo. Isso aconteceu devido à alta magnitude de tensão nas superfícies de contato com os pinos de articulação do sistema e dos reforços onde suas extremidades são agudas. O valor

máximo de tensão foi identificado na superfície da coluna na região onde os dois reforços se encontram. A tensão nos elementos tangentes aos reforços foi desconsiderada devido à presença de cordão de solda no modelo real. Dessa forma, a coleta da tensão na região foi realizada nos elementos entre os dois reforços, onde seu valor máximo, segundo o critério de Von Mises, foi de 629 MPa. A Figura 23 ilustra a região na qual a máxima tensão foi identificada.

Figura 23 – Resultado da análise estrutural: ponto máximo de tensão



Fonte: o autor (2018).

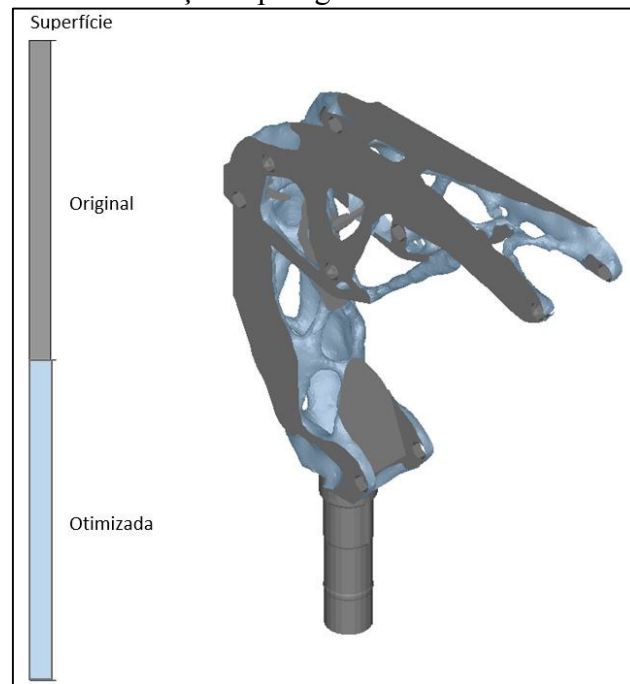
O mesmo aconteceu na região de contato dos reforços do braço, onde a geometria de suas extremidades também são agudas. Os valores coletados nessas regiões se assemelham aos da região onde foi identificada a tensão máxima.

Apesar desses locais possuírem as tensões mais elevadas do modelo, a região crítica de tensão do sistema foi identificada na superfície superior do braço anterior, na região da dobra. O motivo dessa escolha foi porque as regiões com maiores tensões do modelo somente apresentam magnitudes tão altas devido ao mal dimensionamento dos reforços. Portanto, essas regiões não serão consideradas como críticas após o novo dimensionamento dos reforços pós otimização.

4.2 RESULTADO DA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DO SISTEMA

A Figura 24 mostra a geometria obtida pela otimização topológica com 25% de restrição de volume em relação ao domínio inicial.

Figura 24 – Otimização topológica com 25% do volume inicial



Fonte: o autor (2018).

Esse valor de restrição de volume foi atribuído com base em comparação entre o volume do sistema original com o volume do domínio inicial modelado. O volume do braço anterior e da coluna do sistema atual representam aproximadamente 25% do volume do corpo totalmente sólido do domínio inicial utilizado para a otimização.

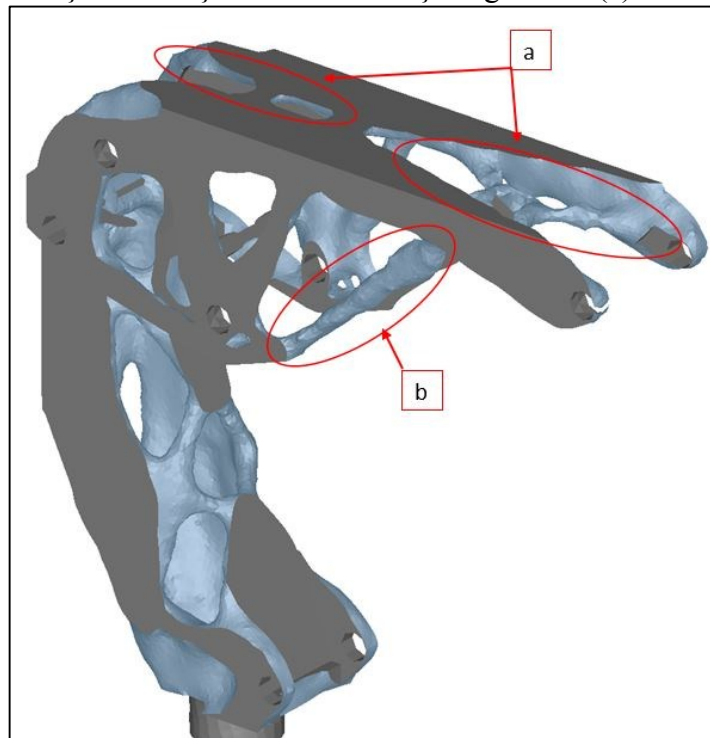
É possível notar que as condições de contorno do modelo foram respeitadas. As *frozen areas* não foram otimizadas e a nova geometria está simétrica em relação ao seu plano médio. Conforme previsto, a retirada de material se demonstrou agressiva e a nova topologia dos componentes se clarifica, sendo possível identificar os fluxos de cargas do sistema e visualizar as possíveis formas de construção mecânica no que diz respeito à sua manufatura.

Além disso, realizando uma comparação visual entre os resultados da análise estrutural do sistema original com a nova topologia obtida, é possível perceber que há coerência nas regiões onde os materiais foram removidos devido aos baixos valores de tensão apresentados.

A remoção de material na parte superior central do braço anterior indica que as cargas aplicadas no modelo não estão afetando essa região. No entanto, a região da dobra se mostrou

a mais espessa do modelo, comprovando a região como a mais crítica para a tensão do sistema. Ainda, devido ao fato da condição de aplicação das cargas desse estudo, a remoção de material na parte lateral do braço resultou em elementos de treliça extremamente esbeltos. A Figura 25 identifica as regiões com parte remoção de material.

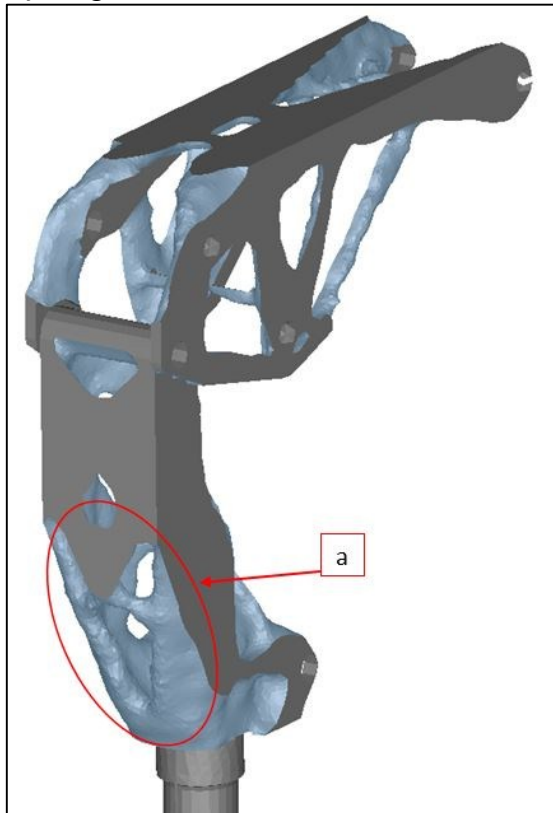
Figura 25 – Otimização do braço anterior: remoção agressiva (a) e elemento esbelto (b)



Fonte: o autor (2018).

Já na coluna, o resultado da otimização comprovou que a região mais crítica para a tensão do modelo original somente possuía magnitudes elevadas de tensão devido à presença dos reforços. Isso é possível perceber pela elevada remoção de material na parte traseira da coluna, formando uma estrutura treliçada, onde no componente original a mesma região é totalmente preenchida. A Figura 26 representa as regiões descritas na coluna.

Figura 26 – Remoção agressiva de material na coluna: elemento de treliça (a)



Fonte: o autor (2018).

Em ambos os casos, uma das possíveis causas para essa grande diferença entre os dois modelos é a aplicação limitada das cargas descritas pela NBR 14768. Para obter um modelo mais confiável, o mais adequado é analisar os componentes com cargas diferentes em outras posições de aplicação e também analisar os efeitos de carregamentos alternados e verificar as possibilidades de falha por fadiga.

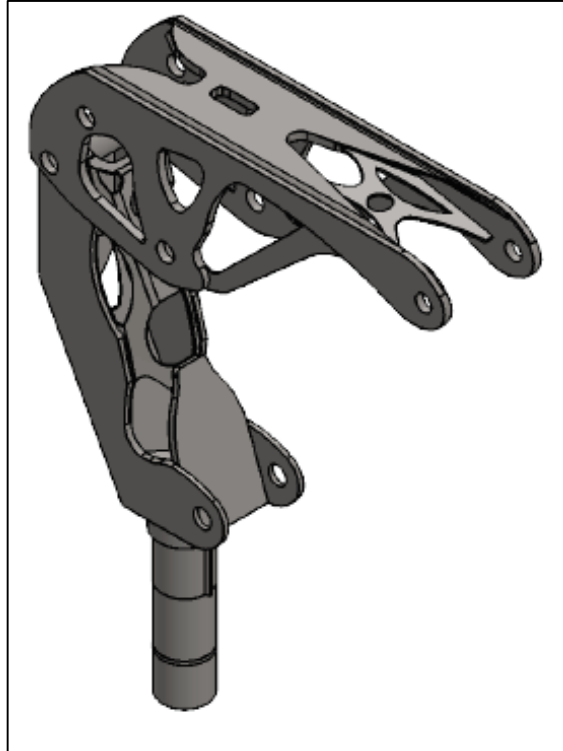
4.3 GEOMETRIA DO SISTEMA OBTIDA PELA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

Com base nos resultados apresentados na Figura 24, foi projetado um novo sistema de coluna e braço principal com a distribuição de material obtida na otimização topológica. As características de manufatura foram mantidas e consideradas durante a modelagem do sistema, onde todos componentes se mantiveram como chapas metálicas e somente as suas espessuras foram alteradas de acordo com a nova topologia.

Para manter a topologia do novo modelo o mais semelhante aos resultados suavizados da otimização, e de forma que o produto pudesse ser fabricado, algumas decisões tiveram que ser tomadas. Nas regiões onde a remoção de material gerou uma superfície irregular, a

espessura da chapa de aço foi atribuída com base na média entre as menores e maiores espessuras da região. Já as regiões onde não houve a remoção de material foram projetadas como reforços adicionais espessos. A Figura 27 representa a nova geometria em chapas, modelada em *software* CAD com uma massa de aproximadamente 843 kg, e desconsiderando o eixo que não foi otimizado 637 kg.

Figura 27 – Modelo em CAD do sistema otimizado



Fonte: o autor (2018).

Analisando a nova geometria do braço, é possível perceber o aumento de vazios em relação ao modelo original. Originalmente, os seus reforços são estabelecidos pelo conhecimento empírico do projetista e por padrões de mercado e por isso possuem esse formato. No novo braço, a distribuição dos reforços condiz com o fluxo de cargas geradas pela aplicação do produto, gerando o novo *layout* de material nessa região. O braço original era composto por 6 componentes enquanto o novo apresenta apenas 17 peças. O motivo desse acréscimo é pela necessidade de reforços nos locais de contato com os pinos a fim de reduzir as tensões de contato.

Já a coluna apresentou vazios em regiões totalmente preenchidas no modelo original. E da mesma forma que no braço, os seus reforços laterais foram modificados consideravelmente em relação aos reforços atuais. O novo modelo apresentou 2 peças a menos que o componente atual, com 10 peças. Isso aconteceu devido a distribuição correta

dos reforços e também ao aumento das suas espessuras.

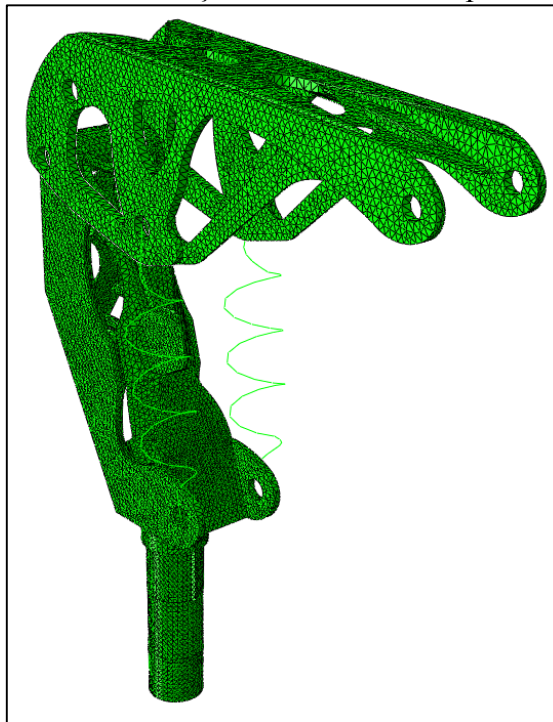
4.3.1 Análise estrutural da nova geometria do sistema

Após o projeto em *software* CAD do sistema otimizado, foi realizada uma análise estrutural através do MEF com o objetivo de validar a geometria dos novos componentes verificando seus deslocamentos e suas tensões máximas.

4.3.1.1 Pré-processamento da análise estrutural da nova geometria do sistema

A Figura 28 mostra os novos componentes discretizados com elementos sólidos tetraédricos C3D10.

Figura 28 – Discretização do novo sistema pós otimização



Fonte: o autor (2018).

As condições de contorno e as cargas que foram aplicadas nessa análise foram as mesmas consideradas na análise estrutural do modelo original, citadas na seção 3.2.1.1.

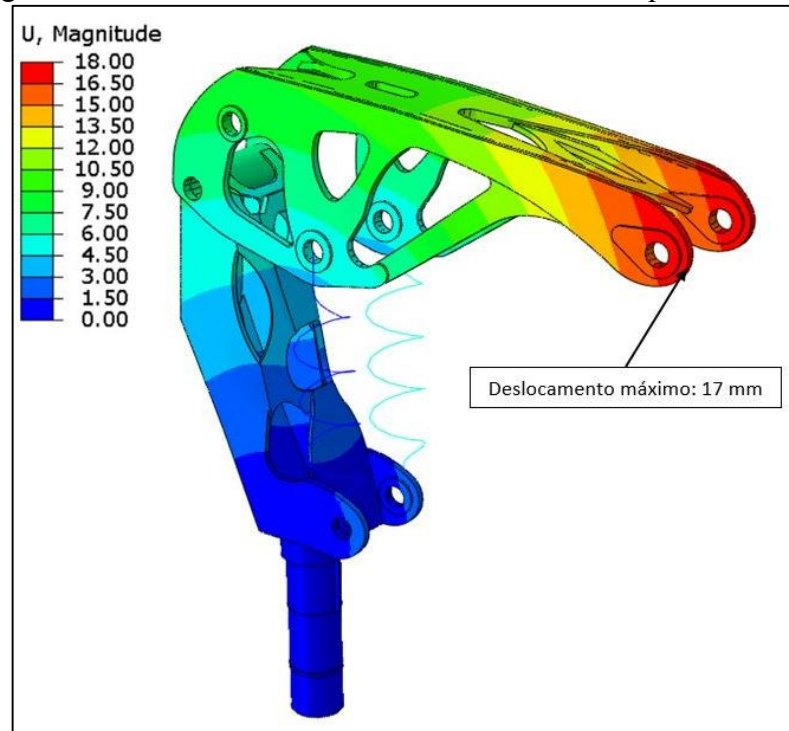
4.3.1.2 Resultados da análise estrutural da nova geometria do sistema

Para validar o modelo projetado, o critério de interpretação dos resultados leva em

consideração as análises realizadas no sistema original. Os valores de tensões foram coletados na região identificada como região crítica de tensão dos componentes e também na nova região de tensão máxima da nova geometria, se houver, assim como os valores de deslocamento também foram analisados dessa maneira.

A Figura 29 mostra os deslocamentos resultantes nessa análise. É possível perceber uma semelhança de comportamento com os resultados obtidos no sistema original e também uma coerência de valores devido à aplicação. O local do deslocamento máximo apresentado no novo modelo condiz com o ponto crítico de deslocamento identificado no sistema atual, e o seu valor é de 17 mm, observando-se menor flexibilidade do modelo.

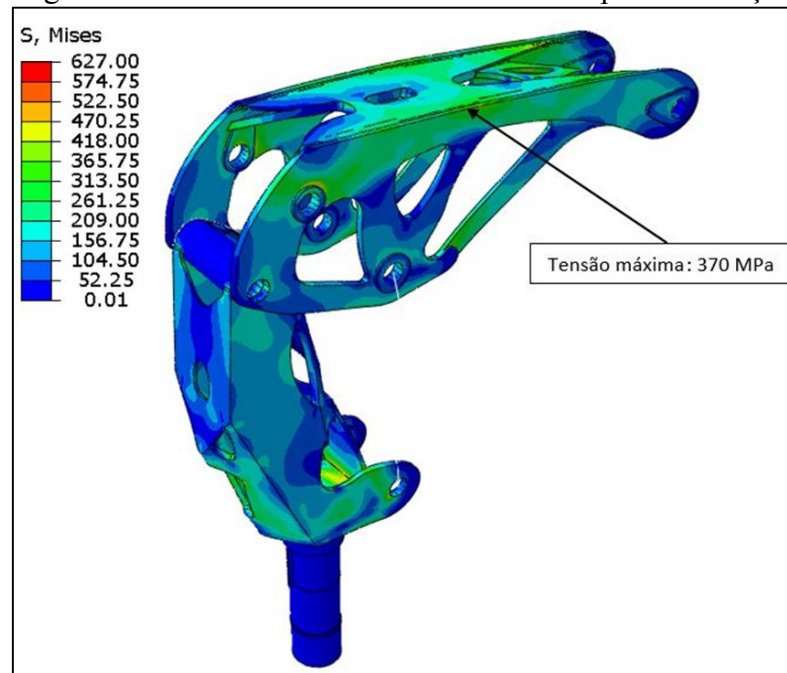
Figura 29 – Deslocamento máxima do novo sistema pós otimização



Fonte: o autor (2018).

Devido à grande remoção de material nos dois componentes analisados, os valores de tensões aumentaram em diversas regiões do modelo. Entretanto, o ponto máximo de tensão reduziu em relação ao modelo original e está localizado na mesma região crítica de tensão identificada nos componentes antes da otimização. O novo valor de tensão máxima foi identificado com 370 MPa, segundo o critério de falha de Von Mises. A Figura 30 mostra a nova região crítica de tensão do modelo otimizado.

Figura 30 – Tensão máxima do novo sistema pós otimização



Fonte: o autor (2018).

4.3.2 Comparação de resultado entre o modelo original e o modelo otimizado

Com os dois resultados das análises estruturais, foi possível criar a Tabela 11 comparar os valores de: tensão máxima de Von Mises (MPa); deslocamento (mm) e da massa dos componentes (kg) desconsiderando a massa do eixo, que é a mesmo em ambos modelos.

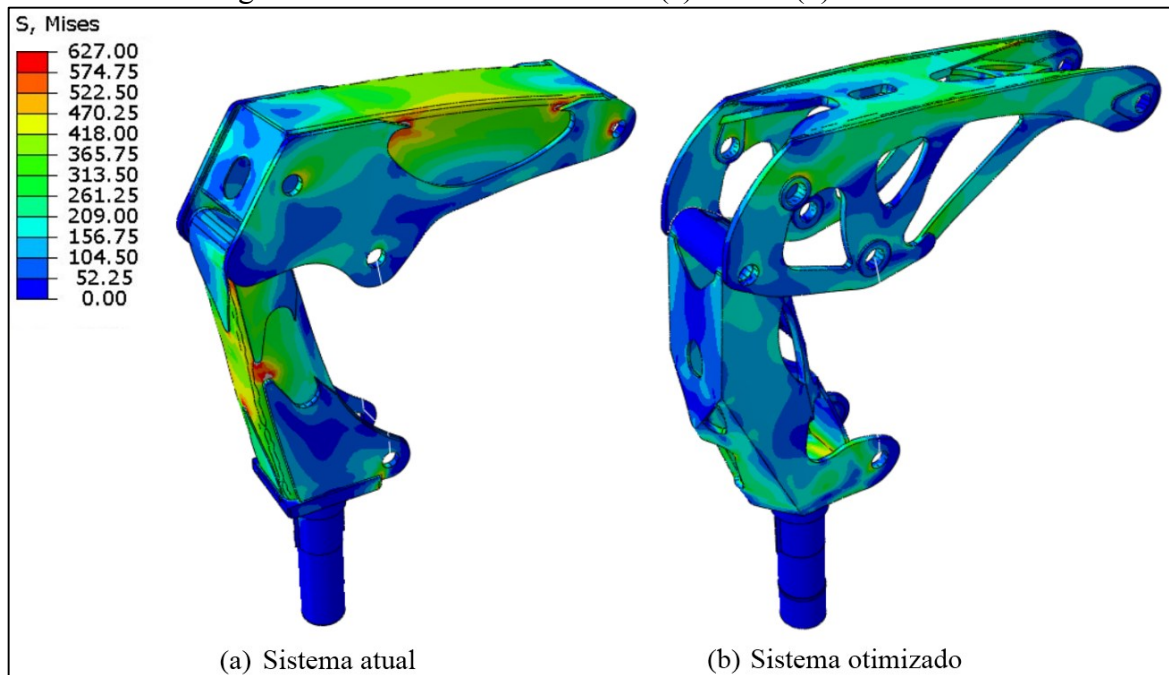
Tabela 11 – Comparativo de resultados

Modelo	Tensão máxima de Von Mises (MPa)	Deslocamento máximo (mm)	Massa (kg)
Original	629	25	667
Otimizado	370	17	637

Fonte: o autor (2018).

Os resultados do modelo original indicavam que as tensões máximas da estrutura estavam acima do recomendado pela EM 13001-3-1 e, mesmo assim, foi possível reduzir sua massa e sua tensão máxima atendendo aos requisitos normativos, vistos na Figura 31.

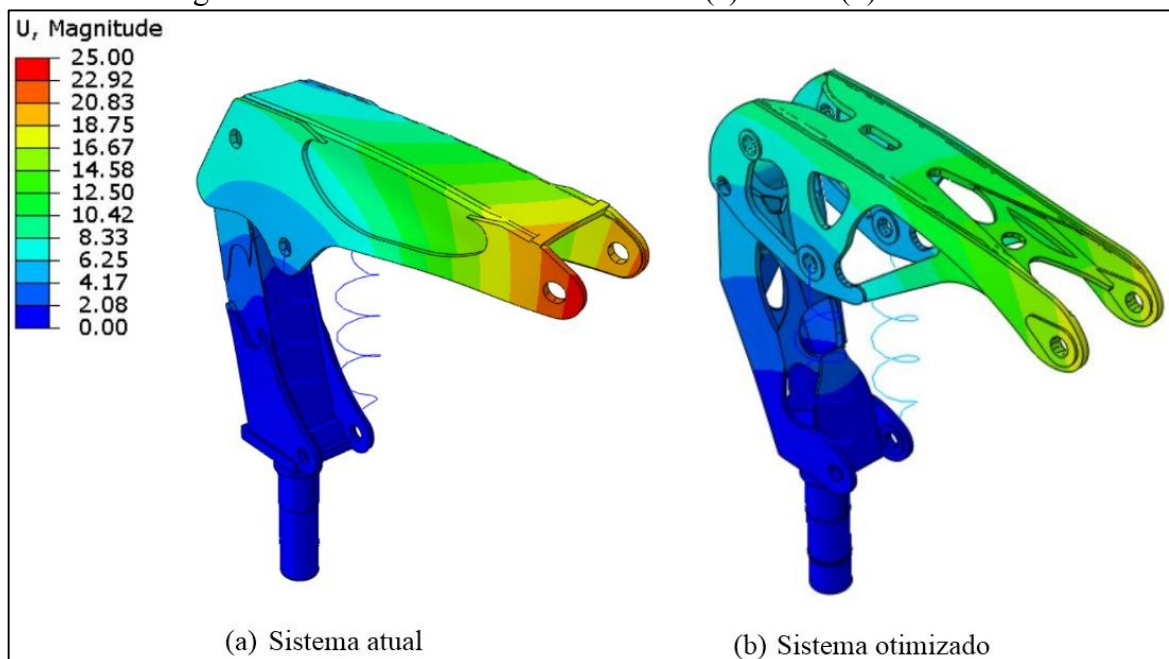
Figura 31 – Tensões dos sistemas: (a) atual e (b) otimizado



Fonte: o autor (2018).

A Figura 32 mostra que apesar da grande remoção de material no modelo otimizado, em relação ao domínio inicial, sua rigidez se mostrou superior ao modelo original apresentando valores de deslocamento menores.

Figura 32 – Deslocamentos dos sistemas: (a) atual e (b) otimizado



Fonte: o autor (2018).

5 CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi realizado um projeto de um sistema de coluna e braço principal de um guindaste articulado utilizando ferramentas de otimização estrutural. Para que esse objetivo fosse cumprido, um processo de otimização topológica foi realizado, visando obter uma configuração com menor massa e maximizando a rigidez dos componentes. Isto é, desenvolver um sistema mais leve e que atenda as normas vigentes, suportando as cargas exigidas pela aplicação do produto.

Os resultados foram obtidos com o auxílio de ferramentas computacionais de otimização estrutural, como o *software* Tosca Structure, de análise estrutural através do MEF, como o *software* Abaqus, e de *software* CAD, como o PTC Creo Parametric. Tais *softwares* se demonstraram extremamente úteis para agilizar o processo de obtenção de resultados e por isso podem ser grandes aliados no desenvolvimento de novos produtos. Se utilizados no início do desenvolvimento, podem trazer muitos benefícios para quem desfruta de suas respostas, como: aumento na competitividade; diminuição do tempo de realização de um projeto; diminuição de custos com matéria-prima e processos de fabricação; entre outros.

Um dos principais motivos pelo qual o guindaste articulado foi escolhido para ser objeto de estudo desse trabalho foi o impacto que uma redução de massa poderia proporcionar para o consumidor final. Instalar um guindaste articulado mais leve em um caminhão implica em uma redução imediata no consumo de combustível, e conseqüentemente nos gastos do usuário, e também possibilita um acréscimo de carga útil no veículo. Entre todos os componentes existentes nessa máquina, a escolha do braço principal e da coluna para serem otimizados levou em consideração sua representação percentual no peso total do guindaste.

Originalmente, o sistema possuía uma massa de 667 kg e uma tensão máxima de 629 MPa, valor superior à tensão admissível recomendada pela norma. Além disso, seu deslocamento máximo apresentava um valor de 25 mm. Após a realização da otimização topológica e remodelamento dos componentes com base no resultado suavizado, o novo modelo apresentou uma massa de 637 kg, uma tensão máxima de 370 MPa (atendendo ao valor da tensão admissível atribuída para o projeto) e um deslocamento máximo de 17 mm. Assim, o sistema otimizado apresentou uma redução de aproximadamente 4% de massa, uma redução de 41% na tensão máxima e uma redução de 32% no deslocamento máximo.

Analisando os resultados de redução da tensão máxima e do deslocamento máximo e comparando com a redução na massa do sistema é possível afirmar que ainda há margem para otimização. Contudo, por uma decisão de projeto visando a viabilidade de fabricação dos

componentes, optou-se por manter o valor de restrição volumétrica de 25% e atingir maiores de redução de massa através de uma otimização dimensional. Dessa forma, é apropriado afirmar que os objetivos desse trabalho foram atingidos, pois foi obtida uma nova geometria otimizada que atende aos requisitos normativos e que possua uma massa menor em relação ao sistema original.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Algumas possibilidades de complementos para esse trabalho são:

- a) Aplicar carregamentos não previstas na NBR 14768 para melhor simulação das cargas reais de trabalho;
- b) Realizar análise de fadiga após otimização estrutural através de simulações em *software* CAE e ensaios experimentais;
- c) Realizar a análise dos componentes separados simulando os contatos e uniões soldadas;
- d) Realizar uma otimização dimensional após a otimização topológica;
- e) Realizar uma otimização topológica em outros componentes de um guindaste articulado e realizar um comparativo do impacto na máquina entre as reduções de massa de todos os componentes;
- f) Realizar uma análise de redução de custos baseada na redução de massa através da otimização estrutural;
- g) Fazer análise modal dos dois modelos para avaliar as frequências naturais;
- h) Fazer avaliação de flambagem dos elementos esbeltos sob a atuação de outros carregamentos usuais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14768**: Guindastes - Guindaste articulado hidráulico - Requisitos. Rio de Janeiro: Abnt, 2015.

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos**: a base da tecnologia CAE. 5. ed. São Paulo: Érica, 2012.

ARORA, Jasbir S. **Introduction to Optimum Design**. 2. ed. Iowa: Elsevier Inc., 2012.

AZEVEDO, Álvaro. F. M. **Método dos Elementos Finitos**. 1. ed. Porto: [s.n.], 2003.

BENDSOE, M. P.; KIKUCHI, N. Generating Optimal Topologies in Optimal Design using a Homogenization Method. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, Elsevier Science Sa Lausanne, v. 71, n.2, p. 197-224, nov. 1988.

BENDSOE, M. P.; SIGMUND, O. **Topology Optimization**: Theory, Methods and Applications. Alemanha: Springer, 2003.

CHEN, Zhi Wei et al. Structural Optimization of the Telescopic Boom of a Certain Type of Truck-Mounted Crane. **Applied Mechanics And Materials**, [s.l.], v. 548-549, p.383-388, abr. 2014. Trans Tech Publications.

CHRISTENSEN, Peter W.; KLARBRING, Anders. **An Introduction to Structural Optimization**. Waterloo: Springer Science + Business Media B.v., 2009. 211 p.

COSTA JÚNIOR, João Carlos Arantes; ALVES, Marcelo Krajnc. Optimal Topology Design Using H-Adaptive Mesh Refinements. In: **Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering**, 24, 2003, Ouro Preto.

COUTINHO, Karilany Dantas. **Método de Otimização Topológica em Estruturas Tridimensionais**. 2006. 96 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2006.

CRANE BRASIL. Projetos e projeções para 2018. **Manuseio, Movimentação e Transporte de Carga**, São Paulo, v. 57, n. VII, p.10-15, fev. 2018. Disponível em: <<http://cranebrasil.com.br/projetos-e-projecoes-para-2018/>>. Acesso em: 21 mar. 2018.

ESCHENAUER, A. Hans.; OLHOFF, N. Topology optimization of continuum structures: A review. **Applied Mechanics Reviews**, American Society of Mechanical Engineers, v. 54, n.4, p. 331-390, jul. 2001.

FE-DESIGN. **SIMULIA Tosca Structure Documentation 8.1**. Karlsruhe: Fe-design GmbH, 2014.

FEI, Ye; WANG, Xing Kun; LIU, Wen Min. Topology Optimization of QY70G Truck Crane Turntable Structure. **Applied Mechanics And Materials**, Switzerland, v. 532, p.466-469, fev. 2014. Trans Tech Publications.

FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **A First Course in Finite Elements**. Chichester, England: John Wiley & Sons Inc., 2007.

HEARN, E. J. **Mechanics of Materials 2: the mechanics of elastic and plastic deformation of solids and structural materials**. 3. ed. Johannesburg: Elsevier, 1997.

LAUDONIO, Fábio. Guindaste: Versatilidade do equipamento o torna ideal para vários setores. **Revista Engenharia Civil: notícias, inovações e tecnologia**, São Paulo, nº 8, p. 16-19, maio 2013.

LIU, G. R.; QUEK, S. S. **The Finite Element Method: A practical course**. Oxford: Butterworth-heinemann, 2003. 348 p.

ÖSTERREICHISCHES NORMUNGSINSTITUT. **EN 10149-2: Warmgewalzte Flacherzeugnisse aus Stählen mit hoher Streckgrenze zum Kaltumformen**. Wien: Österreichisches Normungsinstitut, 2013.

ÖSTERREICHISCHES NORMUNGSINSTITUT. **EN 12999: Cranes — Loader cranes**. Vienna: Austrian Standards Institute, 2013.

ÖSTERREICHISCHES NORMUNGSINSTITUT. **EN 12999: Cranes — Loader cranes**. Vienna: Austrian Standards Institute, 2006.

ÖSTERREICHISCHES NORMUNGSINSTITUT. **EN 13001-3-1: Cranes — General Design**. Vienna: Austrian Standards Institute, 2013.

PERINI, Gustavo. **Estudo de Caso: Aplicação de Otimização Topológica no Desenvolvimento do Projeto de um Cubo de Roda**. 2013. 149 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2013.

PERO, Francesco del; DELOGU, Massimo; PIERINI, Marco. The effect of lightweighting in automotive LCA perspective: Estimation of mass-induced fuel consumption reduction for gasoline turbocharged vehicles. **Journal Of Cleaner Production**, [s.l.], v. 154, p.566-577, jun. 2017. Elsevier BV.

QINGLONG, Wu et al. Periodic Topology and Size Optimization Design of Tower Crane Boom. **World Academy Of Science, Engineering And Technology International Journal Of Materials And Metallurgical Engineering**, [s.i.], v. 11, n. 8, p.561-567, 2017.

RAO, Singiresu S. **Engineering Optimization: theory and practice**. 4. ed. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2009.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1976. Tradução de: João Plaza.

SANTINI, Maicon Milton. **Otimização paramétrica de um conjunto de lanças de guindaste utilizando método backtracking**. 2016. 58 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2016.

SILVA, E. C. N.; **Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Peças Mecânicas.** 2009.

SIMONETTI, Hélio Luiz. **Otimização Topológica de Estruturas Bidimensionais.** 2009. 169 f. Dissertação (Mestrado em Ciências da Engenharia Civil) - Curso de Engenharia Civil, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2009.

SOUSA, T. L. C. D. **Análise estrutural estática e dinâmica de ventilador industrial.** 2011. 79 f. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

SOUZA, Remo Magalhães. **O Método dos Elementos Finitos Aplicado ao Problema de Condução de Calor.** Universidade Federal do Pará, Belém, 2003.

SVANBERG, Krister. The method of moving asymptotes – A new method for structural optimization. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, Stockholm, vol. 24, p. 359-373, 1987.

VENDRAMIN, Rafael. **Otimização estrutural de chassi de um veículo guiado automaticamente.** Trabalho de conclusão de curso – Centro de Ciências Exatas e da Tecnologia, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2016.