

ANÁLISE ESTRUTURAL DE LANÇA DE GUINDASTE OFFSHORE – ENGENHARIA REVERSA

Karen Mariane de Carvalho Oliveira¹ & Alessandro da Silva Rolin¹

RESUMO

OLIVEIRA, K. M. C.; ROLIN, A. S. Análise estrutural de lança de guindaste offshore – engenharia reversa. **Perspectivas Online: Exatas & Engenharia**, v. 10, n. 27, p. 01 – 26, 2020.

Tendo em vista a importância da movimentação de carga e considerando a relevância das máquinas de levantamento em diversos setores de Engenharia e seus processos produtivos, esta pesquisa tem como objetivo analisar a estrutura de uma lança de guindaste offshore. A metodologia desenvolveu-se duas maneiras: análise computacional, linear elástica global utilizando o software Solidworks Simulation; e analítica, conforme o código AISC 9ª edição e API 2C. Na análise computacional, foi determinado o material, definidos todos os pontos de fixação, aplicados os carregamentos e gerada a malha de elementos finitos em todo o modelo. A partir dessas condições, foram realizados

os estudos com a lança em três ângulos diferentes. Já na avaliação analítica, seguiu-se exatamente a sequência de cálculos orientada pela norma, sendo definido o momento de inércia da estrutura, todas as cargas atuantes no modelo e todos os momentos gerados a partir das cargas aplicadas, também considerando três ângulos diferentes. Os resultados das análises realizadas, tanto de maneira computacional quanto analítica, não indicaram a possibilidade de falha. Ambas análises tenderam na mesma direção, mostrando que com carga constante, devido a sua geometria, quanto menor o ângulo da lança, mais solicitada ela estará, sendo flexão a tensão predominante.

Palavras-chave: Análise estrutural; Guindaste; Método de elementos finitos.

ABSTRACT

In view of the importance of load handling and considering the relevance of lifting machines in several engineering sectors and their production processes, this research aims to analyze the structure of an offshore crane boom. The methodology developed in two ways: computational analysis, global elastic linear using Solidworks Simulation software; and analytical, according to the code AISC 9^a edition and API 2C. In the computational analysis, the material was determined, all the fixation points were defined, the loads were applied and the finite element mesh was generated throughout the model. From these conditions, studies were performed with spear at the three different angles. In

the analytical evaluation, following exactly the sequence of calculations oriented by the standard, the moment of inertia of the structure was defined, all the loads acting on the model and all the moments generated from the applied loads, also considering the three different angles. The results of the analyzes performed, both computationally and analytically, did not indicate the possibility of failure. Both analyzes tended in the same direction, showing that with constant load, due to its geometry, the smaller the boom angle, the more requested it will be, with compression being the predominant tension.

Keywords: Structural analysis; Crane; Finite element method.

¹Institutos Superiores de Ensino do CENSA - ISECENSA - Laboratório de Análise e Projeto de Sistemas Mecânicos – LAPSIM - Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28035-310, Brasil;

(.) e-mail: karen.mariane@hotmail.com.br

Data de recebimento: 06/08/2019. Aceito para publicação: 06/02/2020

1. INTRODUÇÃO

Em muitos setores da engenharia a movimentação de carga tem cada vez mais importância em seus processos. E a especificação das máquinas de levantamento, seus projetos e fabricação necessitam de um contingente cada vez maior de engenheiros e técnicos (BRASIL, 1988).

Na indústria petrolífera, por exemplo, a presença de guindastes offshore é imprescindível, sem eles não seria possível montar - e manter - instalações no mar. Sendo essas instalações de extrema importância para esse segmento, a partir de normas, conceitos e definições é possível estudar o comportamento dos componentes presentes nessas máquinas de levantamento.

A relevância deste trabalho está na investigação da segurança do equipamento, conforme das normas utilizadas e definições descritas em seu manual.

Também como exercício acadêmico foi estudado o comportamento mecânico da lança de um guindaste de específico. Efetuou-se esta análise de maneira computacional e analítica.

2. METODOLOGIA

2.1 Especificação do Equipamento

A lança analisada neste trabalho é a do guindaste de convés, fabricado pela empresa A/S Stalprodukt, que equipa plataformas de petróleo na Bacia de Campos. Este guindaste foi projetado, fabricado e certificado de acordo com as normas e códigos do Guia Para Certificações De Guindastes *American Bureau Of Shipping* (ABS) 1991 (STALPRODUKTER, 1997), e especificações técnicas complementares estabelecidas no processo de compra.

2.2 Análise Computacional Estática e de Flambagem

A análise linear elástica global foi realizada no software Solidworks Simulation, o qual utiliza o Método dos Elementos Finitos. Após a modelagem 3D da lança, foi definido e inserido na simulação as condições extremas de trabalho do equipamento com três ângulos de abertura diferentes da lança, dentro do range de ângulos oferecidos pelo fabricante. Desta forma, compara-se o comportamento da lança nas diferentes posições, conforme Figura 1.

Além da análise estática, também foi realizada uma análise de flambagem linear elástica global para verificar a estabilidade no equipamento, considerando os mesmos três ângulos de abertura da lança, citados anteriormente. A mesma Figura 1 descreve o fluxo deste estudo.

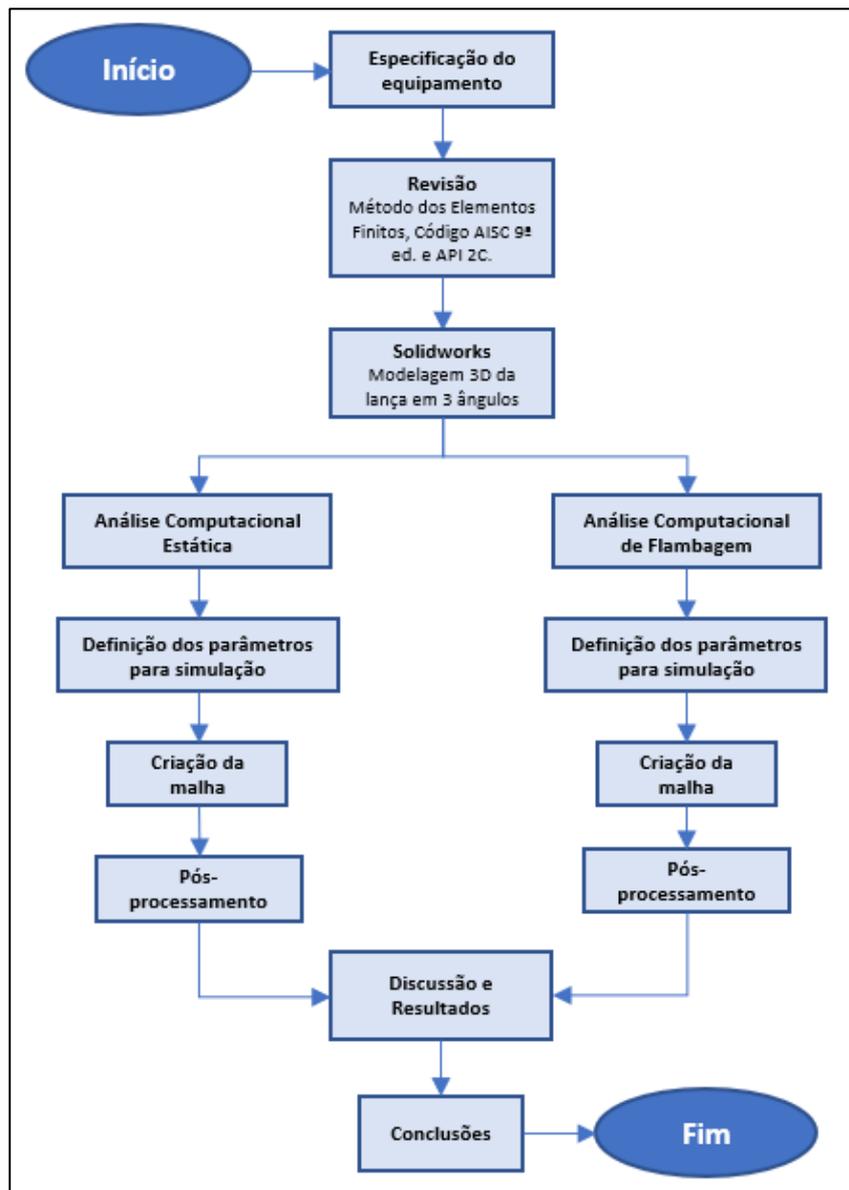


Figura 1: Fluxograma para cálculo computacional

2.4 Avaliação Analítica

Seguindo a indicação da norma API 2C (2004) para utilização da AISC – ASD, tomou-se como base o roteiro de cálculo presente na literatura da norma American Institute Of Steel Construction (1974), ajustando as definições de acordo com as determinações do projeto aqui analisado.

Existem duas abordagens analíticas para análise de uma lança: a utilização de fórmulas de interação combinando tensões axiais e de flexão ou uma análise de deflexão. As fórmulas de interação são levemente mais conservadoras, porém mais fáceis de usar em relação à deflexão. Foi escolhido a utilização das fórmulas de interação, conforme este guia aborda detalhadamente. Através do fluxograma apresentado na Figura 2, observa-se o a progressão do cálculo analítico.

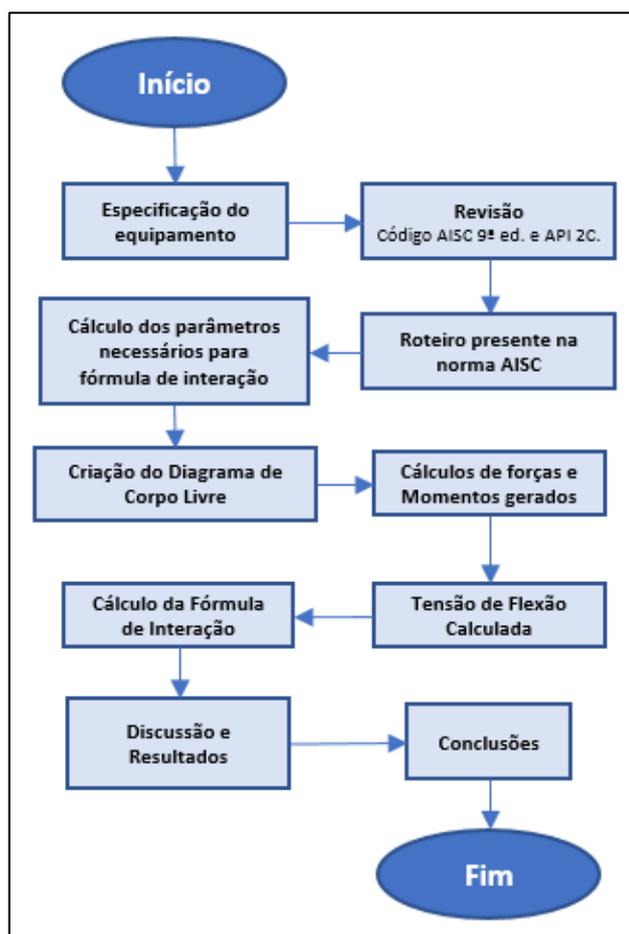


Figura 2: Fluxograma para cálculo analítico

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Análise Computacional Estática

Através do software Solidworks Simulation foi criado o modelo e gerada as análises, seguindo a sequência descrita neste item.

3.1.1 Modelo 3D

Inicialmente a lança foi modelada em 3D utilizando esboços e recursos básicos, como ressalto extrudado, espelhamento, componente estrutural e outros, oferecidos pelo software Solidworks. Todas as dimensões utilizadas foram retiradas dos desenhos de fabricação do equipamento em estudo.

3.1.1.1 Diâmetro do cabo de aço

No equipamento original são utilizadas nove Pernadas de cabo de aço, mas na modelagem foram consideradas apenas duas. Desta forma, foi necessário colocar um diâmetro suficiente para essas duas Pernadas para que houvesse equivalência ao diâmetro informado no manual para as nove Pernadas.

Para tal, foi utilizada a Equação 1, com o intuito de calcular a rigidez do cabo de aço e, em seguida, com este valor definido, encontrar o diâmetro do cabo de aço, utilizando o Teste de Hipóteses do Excel.

$$K_{cabo} = \frac{E.A}{L} \quad (1)$$

Onde:

K_{cabo} = rigidez do cabo de aço

E = módulo de elasticidade

A = área da seção do cabo (Pela norma API 2C, $A = 0,48. d^2$)

L = comprimento do cabo

A partir do resultado, constatou-se que para ter a mesma rigidez do cabo de aço indicado no manual utilizado com nove pernadas, foi necessário utilizar duas pernadas com o diâmetro encontrado de 33,36 mm.

3.1.2 Material

Dentre os materiais disponíveis na biblioteca padrão do Solidworks, foi utilizado a Liga de Aço, material isotrópico linear e elástico, com o Módulo de Elasticidade de 210.000 MPa e Coeficiente de Poisson de 0.28.

3.1.3 Aplicação dos contatos

Devido à diferença dos recursos utilizados na modelagem, foi necessário o tratamento de contato entre alguns corpos. Por exemplo, os olhais não são elementos de viga, sendo assim, o software não reconhece automaticamente o contato entre uma viga e um outro corpo, como acontece com o contato entre vigas, onde se cria uma junta. Isso se dá devido ao recurso utilizado para a criação do componente estrutural. Com isso, foi necessário tratar o contato entre o olhal e as vigas adjacentes, conforme mostra a Figura 3.

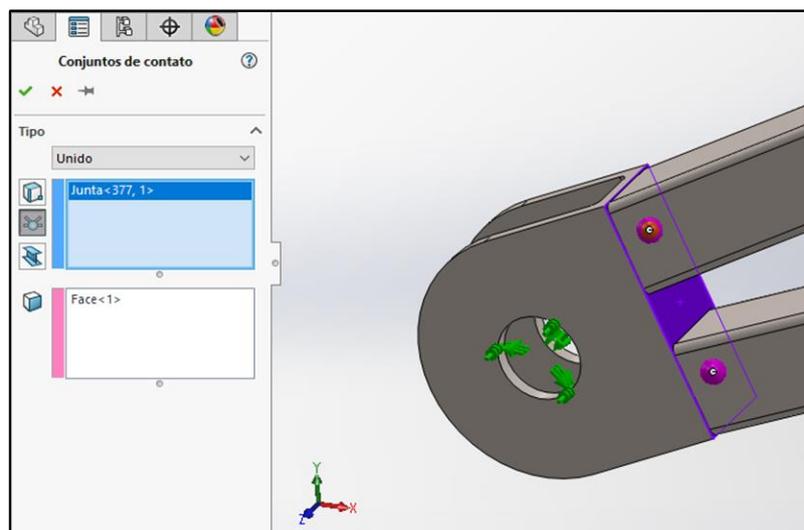


Figura 3: Conjunto de contato entre junta da viga e face do olhal

3.1.4 Carregamento

Segundo a Norma API 2C (2004), durante o uso, um guindaste está sujeito a cargas devido ao seu peso próprio, as cargas içadas, ao ambiente (vento, por exemplo), movimentações da plataforma, e ações dinâmicas causadas por movimentos tais como içamento, levantamento da lança, giro, e para operações fora da plataforma (*offboard*), sujeito ainda a movimentações do rebocador e cargas retiradas do mesmo.

A carga vertical de projeto é igual a capacidade da carga nominal multiplicada pelo coeficiente dinâmico, o qual é determinado por equações específicas. Três métodos estão disponíveis na norma API 2C (2004) para o cálculo das forças dinâmicas agindo no guindaste em estados específicos do mar. Sendo eles: método específico da embarcação, método geral e método dinâmico padrão.

De maneira conservadora, foi considerado o método dinâmico padrão, embora este seja destinado para plataformas fixas em áreas que possuam o mar calmo. Neste método, as forças frontais e de vento podem ser consideradas iguais a zero, e forças laterais podem ser iguais a 2% da carga vertical de projeto.

Nas análises deste trabalho foi aplicada a carga máxima permitida (informada no manual do equipamento) verticalmente no içamento principal. Neste mesmo ponto também aplicou-se uma carga, no sentido horizontal, equivalente a 2% da carga máxima conforme orientação da norma API 2C (2004), simulando o efeito das cargas horizontais. A aceleração da gravidade também foi considerada. A Figura 4 mostra o arranjo destas cargas aplicadas.

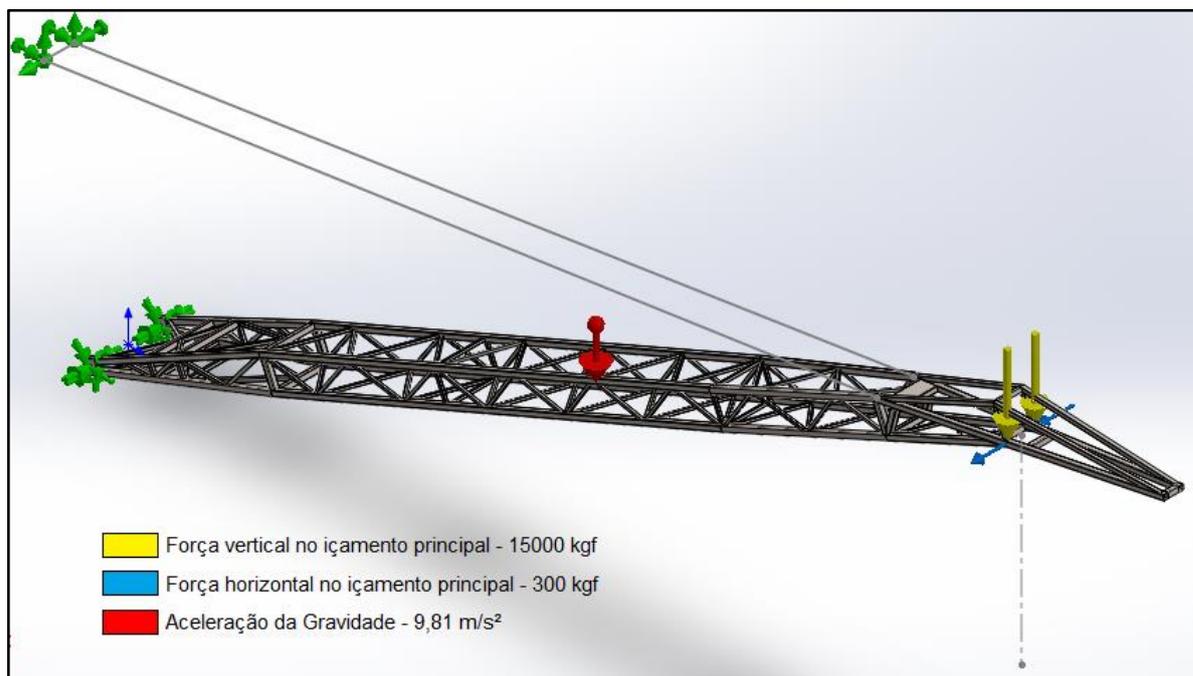


Figura 4: Localização das forças aplicadas

Os valores das cargas aplicadas foram retirados da Tabela 1. Trata-se do quadro de cargas oferecido pelo fabricante no manual do usuário. Estão apresentados apenas os três ângulos escolhidos para análise.

Tabela 1: Cargas do fabricante. Fonte: Adaptado de Stalprodukt (1997).

IÇAMENTO PRINCIPAL – OPERAÇÃO COM DUAS PERNADAS						
Cargas Nominais		Ângulo da lança °	Altura significativa da onda			
Raio (m)	Carga segura de trabalho (kg)		0,3 m	0,9 m	2,1 m	4,0 m
7800	15000	81,99	15000	15000	13000	9100
22000	15000	59,12	15000	15000	14500	10600
37200	15000	23,31	15000	15000	15000	11600

3.1.5 Fixação

Considerou-se para o apoio no pé da lança o travamento de todos os graus de liberdade, com exceção da rotação no plano vertical. Para tal, foram utilizadas as faces onde os pinos atuam, conforme Figura 5.

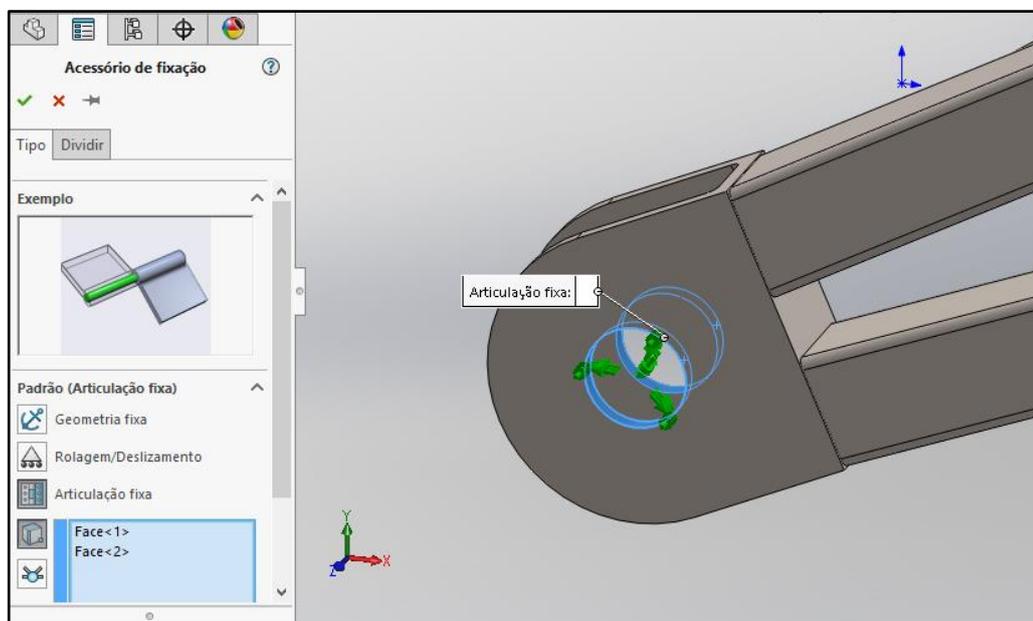


Figura 5: Faces utilizadas para articulação da lança

Quanto à extremidade do cabo de aço, foi aplicado um engastamento, permitindo assim somente a flexibilidade imposta no próprio cabo.

3.1.6 Malha

Foi necessário a utilização de uma malha mista devido à presença de diferentes tipos de elementos no modelo (Figura 6).

Malha Detalhes	
Nome do estudo	Análise estática 1 [-Valor predeterminado<Como usinado>-]
Tipo de malha	Malha mista
Gerador de malhas usado	Malha padrão
Transição automática	Desativada
Incluir loops de malha automáticos	Desativada
Pontos Jacobianos	4 pontos
Verificação Jacobiana para cascas	Ativada
Tamanho do elemento	32.7569 mm
Tolerância	1.63784 mm
Qualidade da malha	Alta
Total de nós	17280
Total de elementos	9599
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss)	00:00:27
Nome do computador	

Figura 6: Detalhamento das propriedades da malha

Para os componentes estruturais da lança, por terem comprimento muito maior que sua seção transversal e permitirem forças axiais, momentos fletores, forças cortantes e momentos torçores, as malhas foram modeladas como vigas. Este tipo de elemento possui 2 (dois) nós, sendo que cada nó possui 6 (seis) graus de liberdade, totalizando 12 (doze) graus de liberdade por elemento.

Para os cabos de aço, as malhas foram modeladas como elementos de treliça. Trata-se de elementos retos que transmitem apenas forças axiais de tração e compressão, entretanto apenas ações trativas serão impostas.

Já os olhais do pé da lança foram tratados utilizando elementos tetraédricos de primeira ordem.

3.1.7 Pós-processamento

Os resultados da análise estão evidenciados para os três ângulos de abertura através de duas plotagens distintas, sendo elas: Tensão axial e de curvatura e Deslocamento, conforme Figuras 7, 8, 9, 10, 11 e 12.

a) Lança com 23,31° de abertura

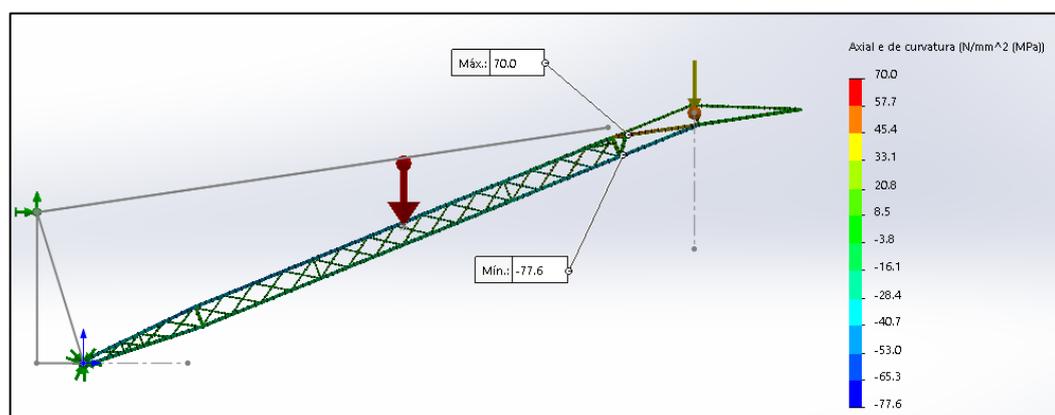


Figura 7: Plotagem do diagrama de Tensão Axial e de Curvatura (Análise 23,31°)

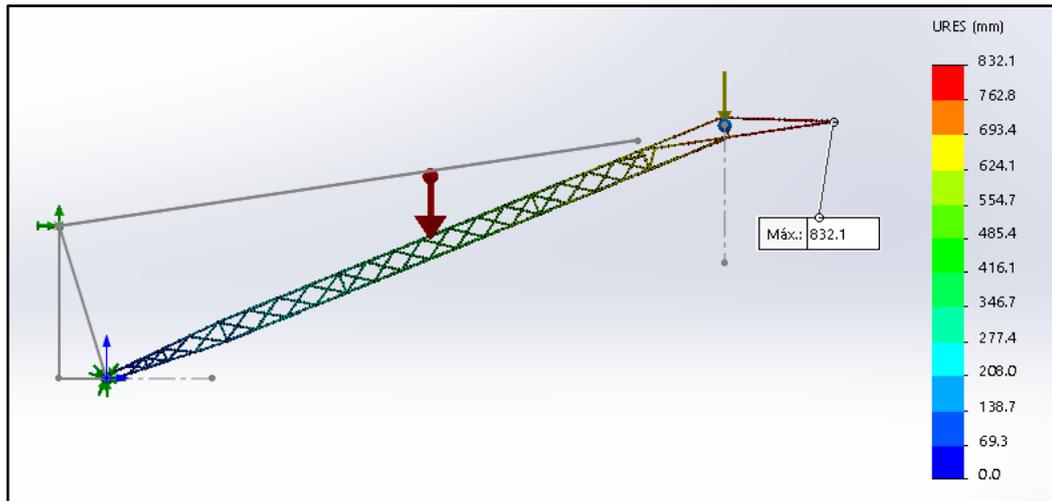


Figura 8: Plotagem do diagrama de Deslocamento (Análise 23,31°)

b) Lança com 59,12° de abertura

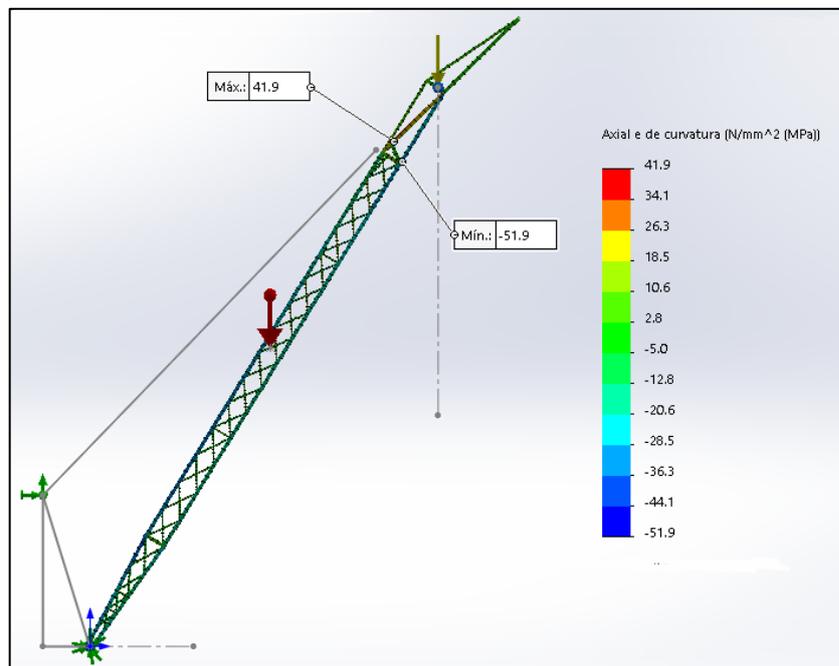


Figura 9: Plotagem do diagrama de Tensão Axial e de Curvatura (Análise 59,12°)

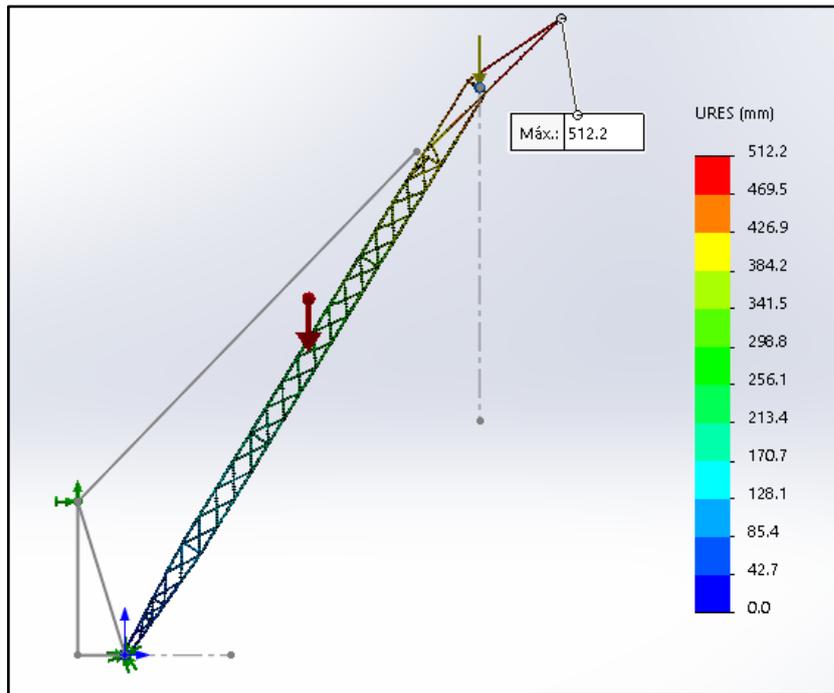


Figura 10: Plotagem do diagrama de Deslocamento (Análise 59,12°)

c) Lança com 81,99° de abertura

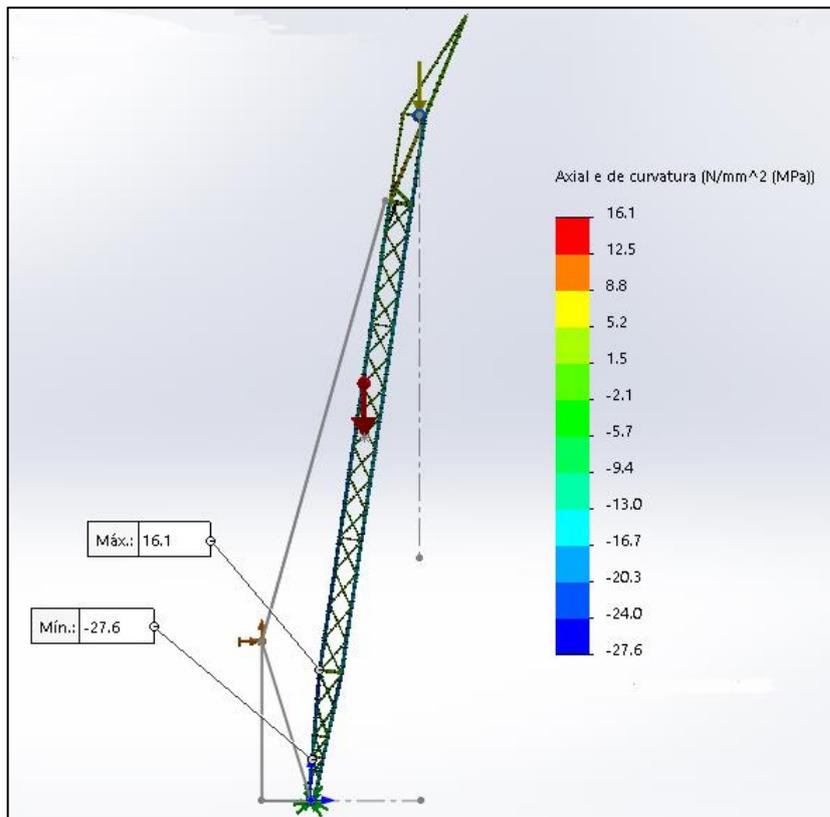


Figura 11: Plotagem do diagrama de Tensão Axial e de Curvatura (Análise 81,99°)

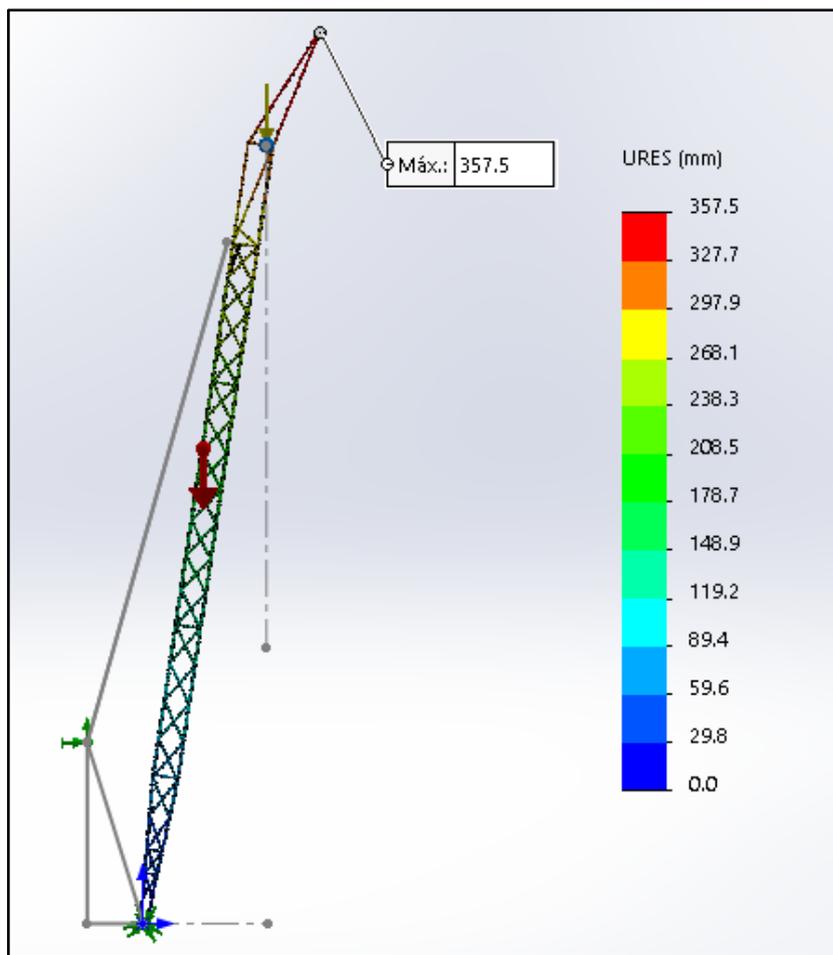


Figura 12: Plotagem do diagrama de Deslocamento (Análise 81,99°)

Ao reunir os valores encontrados no pós-processamento das análises, obtêm-se o gráfico apresentado na Figura 13. Ela mostra que o ângulo de abertura da lança onde se tem maiores tensões, entre os três analisados, é o de 23,31°. A tensão de flexão é determinante para esse resultado, visto que, o esforço de compressão, intuitivamente, poderia induzir a conclusões no sentido contrário.

A lança tem um comportamento particular de viga-coluna. Dependendo do ângulo, ela se aproxima mais da condição de viga ou de coluna. Ela está sujeita a uma combinação de tensões de flexão e compressão. Conforme a linha de centro da lança se aproxima da horizontal, a tensão de flexão é maior, tendendo ela, a se comportar como viga, já com o ângulo mais aberto possível, aproximando-se dos 90°, a tensão de compressão é maior, tendendo a se comportar mais como coluna.

Deve-se lembrar também que a carga, de 15.000 kgf, é constante nas três posições analisadas.

Mesmo na pior condição, a tensão axial e de curvatura não se aproxima da tensão de escoamento do material.

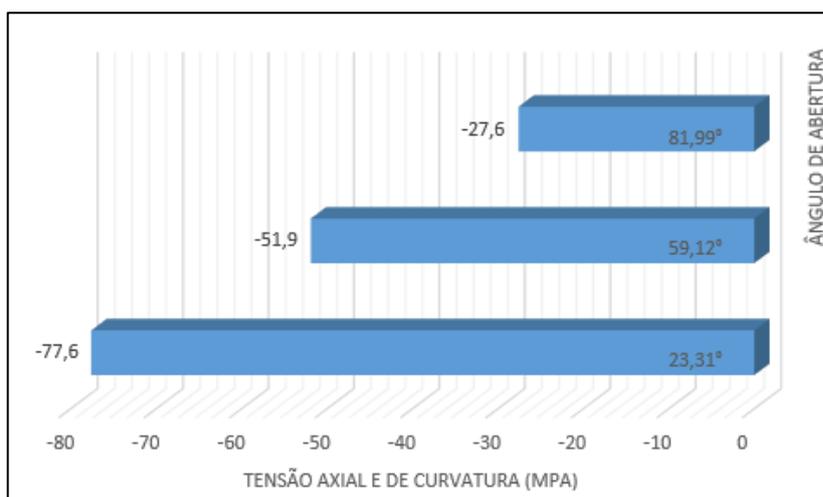


Figura 13: Comparação dos resultados das análises computacionais estáticas – Tensão axial e de curvatura

Quanto aos resultados de deslocamento, percebeu-se que, quanto mais próximo do plano horizontal possível, maior é o deslocamento da ponta da lança, o qual é medido conforme a resultante gerada, como mostra a Figura 14. Apesar da flexão ser maior neste caso, um maior comprimento do cabo de aço está atuando, e quanto maior este comprimento, maior sua flexibilidade.

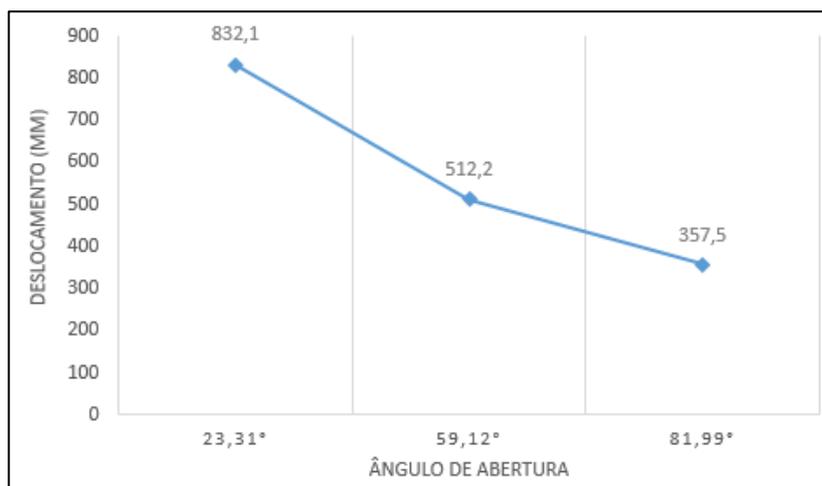


Figura 14: Comparação dos resultados das análises computacionais estáticas – Deslocamento

3.2 Análise Computacional de Flambagem

Para análise de flambagem foram utilizadas as mesmas definições aplicadas na análise linear elástica global, porém obtiveram-se resultados de natureza diferente por se tratar de um outro tipo de análise. As Figuras 15, 16 e 17 mostram estes resultados considerando o ângulo da lança aberto em 23,31°, 59,12° e 81,99°, respectivamente.

O Solidworks utiliza a equação de Euler (Equação 2) para calcular o Fator de Carga. Este Fator equivale ao quão distante da falha a parte mais crítica da estrutura se encontra.

$$N_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} \quad (2)$$

Onde:

N_{CR} = Carga de flambagem crítica

E = módulo de elasticidade

I = momento de inércia

l = comprimento do elemento

Para uma perfeita análise de flambagem, o mais indicado seria uma análise não linear. Mas é possível, realizar uma análise linear definindo um Fator de Carga conservados. Neste caso, foi definido um fator igual a 5 (cinco). Significa que qualquer valor inferior a 5 (cinco) seria interpretado como falha.

Neste caso, o menor valor encontrado foi para o ângulo de abertura 23,31°, chegando a um Fator de Carga de 19,267. Ou seja, a carga deveria ser 19,267 vezes maior para ocorrer uma falha.

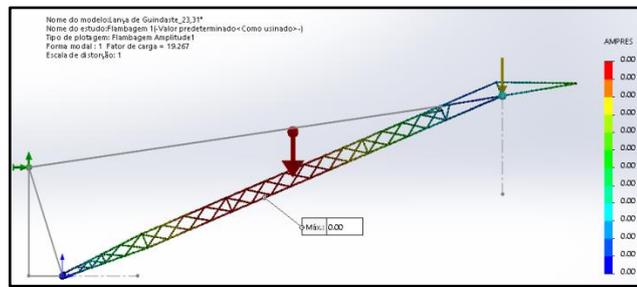


Figura 15: Plotagem da análise de flambagem com 23,31° de abertura

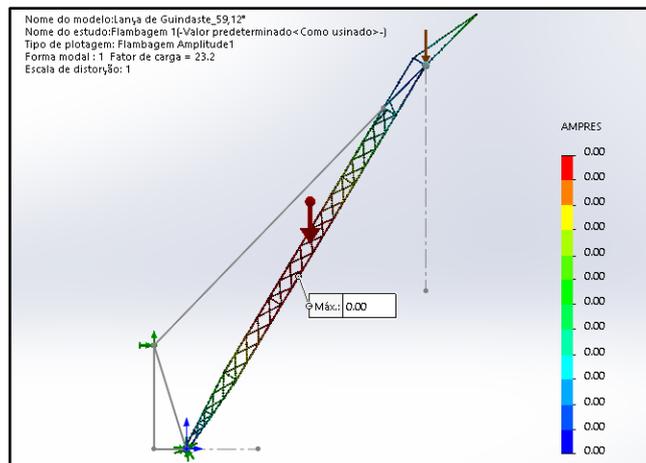


Figura 16: Plotagem da análise de flambagem com 59,12° de abertura

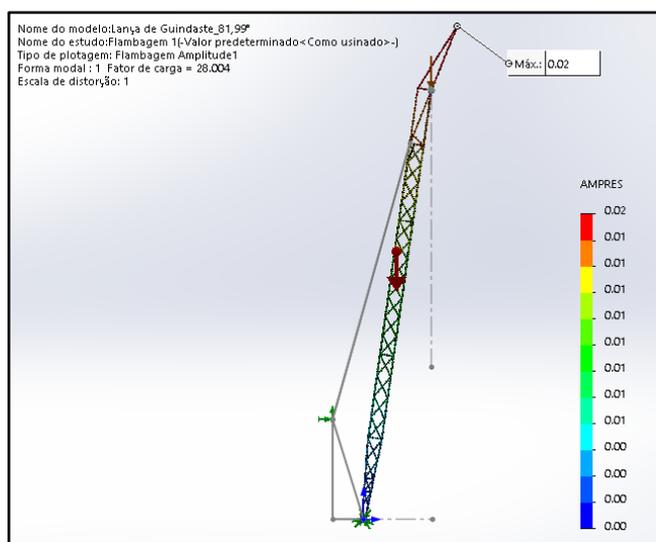


Figura 17: Plotagem da análise de flambagem com 81,99° de abertura

3.3 Avaliação Analítica

Baseando-se no guia presente na norma American Institute of Steel Construction (1974), é demonstrado a memória dos cálculos analíticos para os 3 (três) ângulos de abertura da lança escolhidos para analisar.

a) Razão largura-espessura (flambagem local)

Elementos sujeitos à compressão axial devem ser considerados eficazes quando a relação largura-espessura (Equação 3) não for maior (ou seja, menor) que a relação apresentada na Equação 4, a qual é direcionada a elementos de seções quadradas ou retangulares com espessura uniforme.

$$\frac{b}{t} \tag{3}$$

Onde:

b = altura da seção do tubo

t = espessura

$$\frac{238}{\sqrt{F_y}} \tag{4}$$

Onde:

F_y = Tensão de escoamento

Utilizando os valores extraídos da estrutura, encontrou-se uma relação largura-espessura abaixo da estabelecida para elementos de seções quadradas ou retangulares com espessura uniforme.

b) Área

A área utilizada é chamada de área efetiva (Equação 5). É considerada uma seção transversal dentro da qual a relação largura-espessura não exceda os limites aplicáveis pela norma AISC.

As Figuras 18 e 19 ilustram as seções que caracterizam esta área efetiva, a qual será utilizada nos cálculos seguintes.

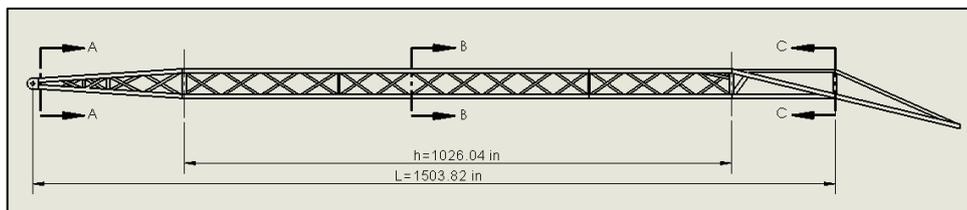


Figura 18: Indicação das seções na vista frontal

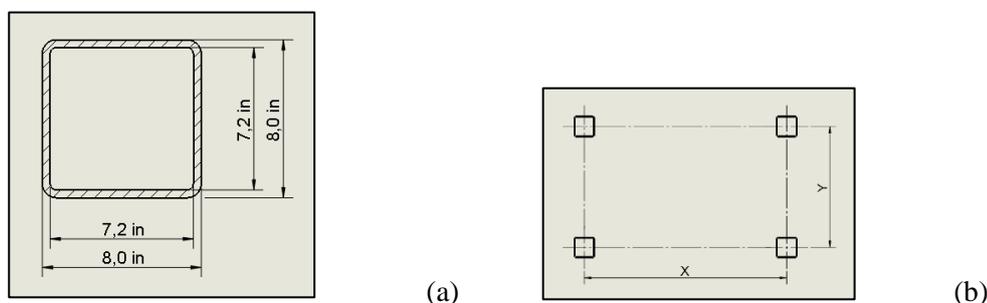


Figura 19: (a) Dimensões da seção do tudo quadrado (b) Seção em corte

$$A = b \cdot h \tag{5}$$

Onde:

b = base

t = altura

Utilizando os dados na Equação 5, somando as 4 áreas, encontrou-se o valor $48,64 \text{ in}^2$.

c) Momento de Inércia

Lanças de guindaste são muitas vezes construídas com momentos de inércia variados. A parte principal da montagem pode ser prismática, enquanto as extremidades podem ser uma espécie de pirâmide, com as suas bases encontrando a parte principal.

A carga crítica de flambagem neste caso pode ser calculada usando o conceito de média do momento de inércia.

Sendo assim, foram determinadas três seções onde há maior diferença nas distâncias entre os elementos principais, conforme Figura 18 e mostradas na Tabela 2. E então, utilizando a Equação 6, encontrou-se os valores dos momentos de inércia nos eixos x e y nas seções determinadas.

Tabela 2: Seções transversais da lança

Seção	X (in)	Y (in)
A-A	110,24	12,52
B-B	78,74	47,24
C-C	42,05	47,24

$$I = A \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (6)$$

Onde:

I = momento de inércia

A = área

d = distância entre os elementos

Utilizando os valores da Tabela 3 na Equação 6:

>> **Seção A-A**

$$I_{AX} = 1906,08 \text{ in}^4 // I_{AY} = 147778,75 \text{ in}^4$$

>> **Seção B-B**

$$I_{BX} = 27136,47 \text{ in}^4 // I_{BY} = 75391,85 \text{ in}^4$$

>> **Seção C-C**

$$I_{CX} = 27136,47 \text{ in}^4 // I_{CY} = 21501,34 \text{ in}^4$$

d) Média do Momento de Inércia e Raio de Giração

A média do momento de inércia pode ser encontrada através da Equação 7, onde o I_0 é o maior momento de inércia no eixo x dentre as seções escolhidas, e γ é determinado a partir da Tabela 3. Para utilização desta tabela é necessário encontrar previamente as relações descritas nas Equações 7 e 8.

Tabela 3: Dados para determinar valores de γ . Fonte: American Institute of Steel Construction (1974).

$\frac{I_1}{I_0}$	h/l					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0,1	0,548	0,675	0,818	0,937	0,993	1,000
0,2	0,645	0,760	0,873	0,957	0,995	1,000
0,4	0,772	0,853	0,929	0,976	0,998	1,000
0,6	0,863	0,916	0,962	0,987	0,999	1,000
0,8	0,937	0,963	0,982	0,995	1,000	1,000
1,0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

>> **Eixo X**

$$I_0 = I_{BX} = I_{CX} = 27136,47 \text{ in}^4$$

$$I_1 = I_{AX} = 1906,08 \text{ in}^4$$

$$\frac{I_1}{I_0} = 0,070 \tag{7}$$

Onde:

I_0 = maior momento de inércia
 I_1 = menor momento de inércia

$$\frac{h}{L} = 0,68 \tag{8}$$

Onde:

h = comprimento da parte principal da montagem
 L = comprimento total da lança

A partir destas duas relações é possível, através de interpolação, achar $\gamma = 0,965$ baseando-se na Tabela 3.

$$I_{av(x)} = \gamma \cdot I_0 \tag{9}$$

Onde:

$I_{av(x)}$ = média do momento de inércia no eixo x;
 γ = constante a ser determinada.

Utilizando os valores obtidos, encontra-se $I_{av(x)} = 26.186,69 \text{ in}^4$.

O raio de giração da lança atuando como uma coluna é encontrado usando o momento de inércia médio, conforme a Equação 10.

$$r_x = \sqrt{\frac{I_{av(x)}}{A}} \quad (10)$$

Onde:

r_x = raio de giração no eixo x

Utilizando os valores na Equação 10, encontra-se $r_x = 23,20 \text{ in}$.

>> Eixo Y

$$I_0 = I_{AY} = 147778,75 \text{ in}^4$$

$$I_1 = I_{CY} = 21501,34 \text{ in}^4 < I_{BY}$$

A partir das duas relações (Equações 7 e 8), foi encontrado, através de interpolação, $\gamma = 0,970$ baseando-se na Tabela 4.

$$I_{av(y)} = \gamma \cdot I_0 \quad (11)$$

Onde:

$I_{av(y)}$ = média do momento de inércia no eixo y

Utilizando os valores obtidos, encontra-se $I_{av(y)} = 14.3345,39 \text{ in}^4$.

$$r_y = \sqrt{\frac{I_{av(y)}}{A}} \quad (12)$$

Onde:

r_y = raio de giração no eixo y

Utilizando os valores na Equação 10, encontra-se $r_y = 54,29 \text{ in}$.

e) Tensões Admissíveis

As tensões admissíveis são encontradas a partir da primeira tabela do Apêndice A da Especificação AISC (1969). Sendo necessário previamente o valor do índice de esbeltez, λ , que é encontrado através da Equação 13. Este índice depende do valor de k, coeficiente de flambagem.

Deve ser considerado o maior valor dentre os dois índices calculados, por se tratar da condição mais crítica.

>> Tensão Axial:

A tensão de compressão axial admissível sem flexão é chamada de F_a .

$$\lambda = \frac{L \cdot k}{r_x} \quad (13)$$

Onde:

$k = 1$ para r_x , pois no plano xz a lança se comporta conforme o item (d) da Figura 20.

$k = 2.1$ para r_y , pois no plano yz a lança se comporta conforme o item (e) da Figura 20.

Após realização do cálculo da Equação 13 para os dois raios de giração (r_x e r_y), utiliza-se $\lambda = 64,82$, por ser o maior resultado dentre os dois.

Utilizando a tabela 1-36 do Apêndice A da Especificação AISC (1969), através de interpolação, obtêm-se o valor para $F_a = 16,958 \text{ ksi}$.

Já considerando os dois valores de λ e utilizando a tabela 2 do Apêndice A da Especificação AISC (1969), através de interpolação, encontra-se a tensão de Euler, já dividida pelo fator de segurança para os eixos x e y.

$$F'_{ex} = 35,54 \text{ ksi}$$

$$F'_{ey} = 44,14 \text{ ksi}$$

>> Tensão de Flexão:

A tensão de flexão admissível sem carga axial é chamada de F_b .

O comprimento utilizado (L) corresponde à distância de um nó ao outro dos contraventamentos, conforme Figura 21. Desta forma, foi investigado o valor de λ para os 3 diferentes L encontrados na estrutura.

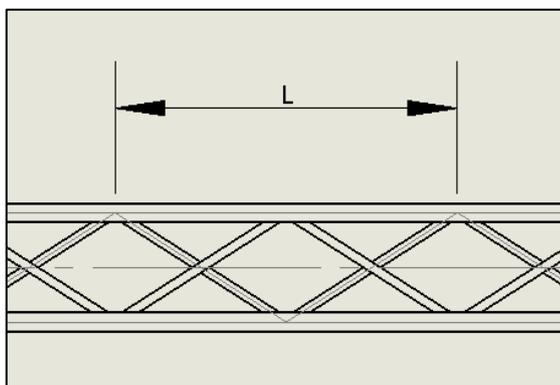


Figura 20: Ilustração representando o comprimento L

Segundo código AISC (1974), F_b é igual a tensão de compressão admissível F_a neste caso, tendo o comprimento considerado a distância entre dois nós dos contraventamentos.

$$L = 146,91 \text{ in} ; L = 133,86 \text{ in} ; L = 136,46 \text{ in}$$

$$r_z \text{ para tubo quadrado } 8" \times 3/8" = 3,09 \text{ in}$$

Onde:

L = comprimento entre nós de contraventamento

r_z = raio de giração no eixo z

$k = 1$, segundo AISC

Considerando o maior λ , ($\lambda = 47,54$) e utilizando a tabela 1-36 do Apêndice A da Especificação AISC (1969), através de interpolação, obtêm-se o valor abaixo para F_b .

$$F_a = F_{bx} = F_{by} = 18,57 \text{ ksi}$$

f) Análise da Lança

Considerando a carga máxima a ser içada somada ao peso do moitão (P1), o peso morto da própria lança (W) e da bola peso (P2) foi construído o diagrama de corpo livre, mostrado na Figura 22, para determinar a força de compressão (Ec) atuante na lança.

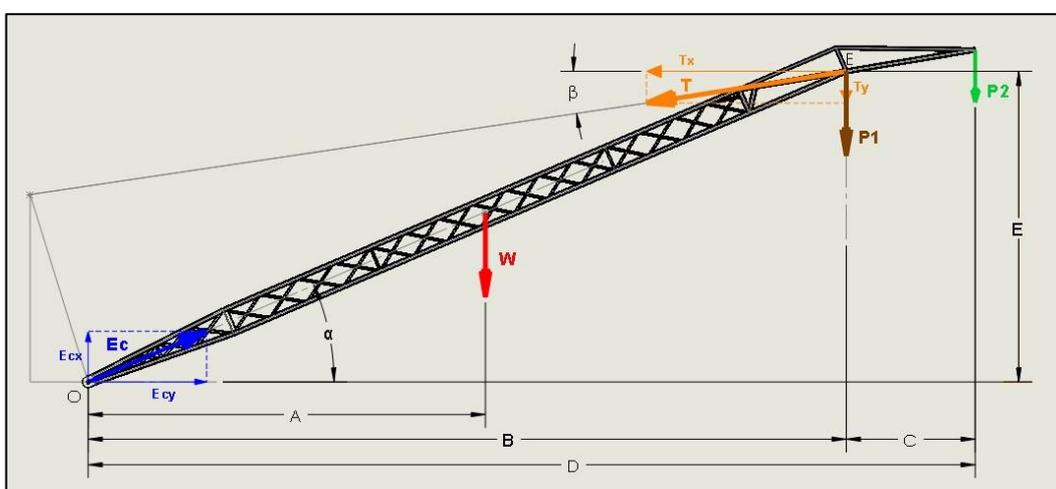


Figura 21: Diagrama de corpo livre da lança

A Tabela 4 contém as dimensões de localização das forças para os 3 (três) ângulos que estão sendo analisados.

Tabela 4: Dimensões para Diagrama de Corpo Livre

	Dimensões (in)		
	α	β	γ
α	23,31°	59,12°	81,99°
A	728,23	409,81	113,34
B	1390,0	791,85	232,88
C	236,69	168,53	88,84
D	1626,69	960,38	321,72
E	573,19	1449,06	1708,39
β	8,5°	46,2°	74,5°

Calculando as forças e momentos presentes no diagrama de corpo livre, encontra-se a força de compressão $E_c = 250,57 \text{ kips}$.

>> **Tensão Axial:**

A tensão axial calculada é determinada pela força axial no membro (encontrada na análise anterior) dividida pela área efetiva, conforme Equação 14, resultando em $f_a = 5,15 \text{ kips}$.

$$f_a = \frac{E_c}{A} \tag{14}$$

>> **Momento gerado pela bola peso no ponto E**

Trata-se do momento gerado pela ponta da lança no ponto onde localiza-se o moitão. Calculando, encontra-se $M_e = 156,69 \text{ kip.in}$. Este é utilizado para encontrar uma das tensões de flexão calculada.

>> **Momento gerado pelo peso próprio da lança**

É o momento utilizado para determinar a outra tensão de flexão calculada, e é encontrado a partir da Equação 15. A Figura 23 ilustra o diagrama das cargas distribuídas, localização das forças concentradas e da resultante, com o intuito de representar o peso próprio da lança.

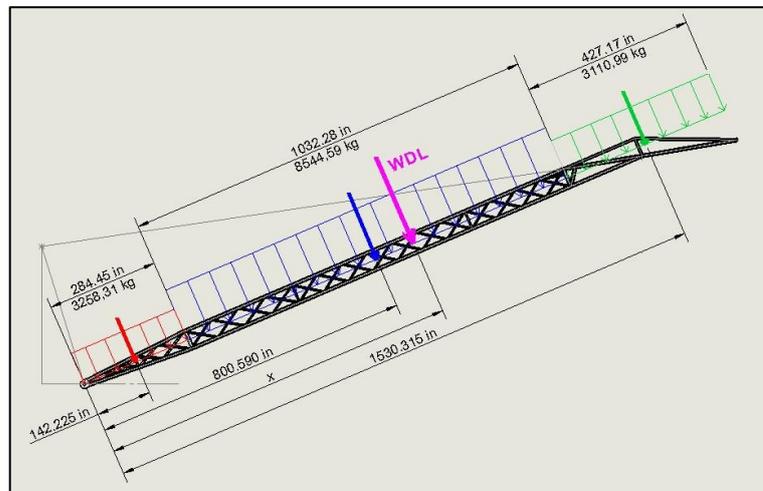


Figura 22: Diagrama das cargas distribuídas e localização da resultante

Sendo assim, calculando as cargas distribuídas do pé da lança, do corpo e da ponta, encontra-se o valor das cargas concentradas e somando estes valores, chega-se ao valor da resultante $R = 621 \text{ kips}$.

Em posse desses resultados, é possível encontrar a distância da resultante a partir do pino do pé da lança, $x = 833,03 \text{ in}$.

A partir da carga morta distribuída, utilizando a Equação 15, encontra-se o momento gerado $M_{DLx} = 735,58 \text{ kip.in.}$

$$M_{DLx} = \left(\frac{W_{DL}}{2}\right)(L - x) \cdot \cos \theta \quad (15)$$

Onde:

M_{DLx} = momento gerado pela carga distribuída da lança

>> Momento gerado pelas cargas horizontais

Conforme orientação da norma API 2C, considerando o Método Dinâmico Padrão, calculou-se o momento gerado, no ponto O (base da lança), por uma carga horizontal de 2% de P_1 (carga de trabalho) aplicada na altura do moitão.

O momento fletor sobre a lança neste plano deveria variar de acordo com a carga no gancho, que em situações normais é maior a medida que o ângulo da lança aumenta, mas, excepcionalmente neste caso, a carga no gancho é constante. Sendo assim, o momento fletor sobre a lança neste plano também será constante, $M_y = 1048,76 \text{ kip.in.}$

>> Tensão de Flexão

As tensões de flexão calculadas são encontradas através da Equação 16, utilizando os momentos M_{DLx} , M_e e M_y .

$$f_b = \frac{M}{2 \cdot d \cdot A_c} \quad (16)$$

Onde:

f_b = tensão de flexão calculada

d = distância entre os elementos

A_c = área efetiva de apenas um elemento

Utilizando os dados encontrados na Equação 16, encontra-se $f_{bx1} = 0,640 \text{ ksi}$, $f_{bx2} = 0,136 \text{ ksi}$ e $f_{by} = 0,913 \text{ ksi}$.

>> Fórmula de interação

As fórmulas de interação são retiradas da especificação American Institute of Steel Construction (1969), mas são modificadas de três maneiras.

Primeiramente, o termo que representa a tensão de flexão é separado, permitindo o uso de valores mais precisos do fator C_m , coeficiente utilizado para diferentes condições que causam tensão de flexão. O segundo ponto é que um novo fator é introduzido nas equações de interação, o "fator dinâmico", D . Por último, o fator K de comprimento efetivo da Especificação AISC não aparece nessas fórmulas de interação, porque o comprimento efetivo é o comprimento real ($K = 1$) para lanças de guindaste.

A Equação 17 é a fórmula de interação utilizada na análise com a finalidade de verificar a segurança. O primeiro termo é a relação entre a tensão axial calculada sob carga estática e o fator dinâmico, dividido pela tensão axial permitida. O segundo termo considera a tensão de flexão devido à carga normal ao eixo x da barra sem momentos finais, considerando assim $C_{mx1} = 1,0$. O terceiro termo considera tensões de flexão devido apenas a momentos finais. Para as condições usuais em que o pino da base da lança está na linha central da lança, usa-se $C_{mx2} = 0,6$. O último termo considera a tensão de flexão gerada pela carga lateral na ponta da lança, usando sempre $C_{mx1} = 0,85$. Para condições operacionais com presença de balanço, usa-se o fator dinâmico $D = 1,03$ em todos os termos.

$$\frac{f_a \cdot D}{F_a} + \frac{C_{mx1} \cdot f_{bx1} \cdot D}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}\right) F_{bx}} + \frac{C_{mx2} \cdot f_{bx2} \cdot D}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}\right) F_{bx}} + \frac{C_{my} \cdot f_{by}}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ey}}\right) F_{by}} \leq 1,0 \quad (17)$$

Utilizando os valores encontrados na Equação 17, obtêm-se $0,407 \leq 1,0$.

Após esta primeira análise realizada com o ângulo de abertura de $23,31^\circ$, o roteiro é utilizado da mesma maneira, mas com a lança aberta em $59,12^\circ$ e $81,99^\circ$. O gráfico apresentado na Figura 24, mostra de maneira comparativa os resultados da força de compressão calculada a partir do diagrama de corpo livre com a lança aberta nos três ângulos definidos.

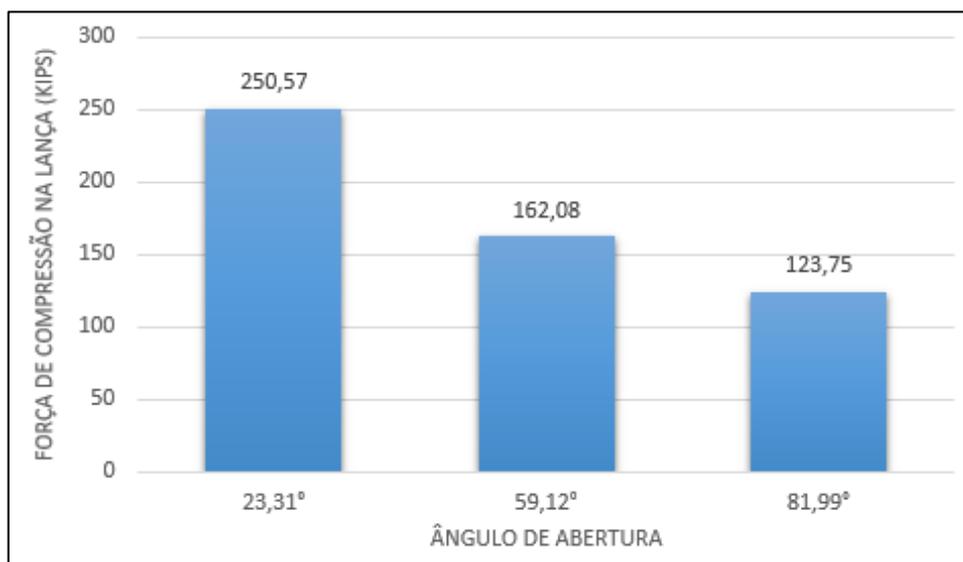


Figura 23: Comparação das forças de compressão na lança

Para melhor visualização e comparação dos valores encontrados na análise dos três ângulos, obtêm-se o a Figura 25. Da mesma maneira que foi visto nos resultados da análise computacional, este gráfico também mostra que o ângulo de abertura da lança crítico é o de $23,31^\circ$, onde o eixo da lança mais se aproxima da posição horizontal. O resultado obtido da fórmula de interação é maior nesta condição, mas todos apresentam uma boa segurança, por estar bem distante do limite de 1,0.

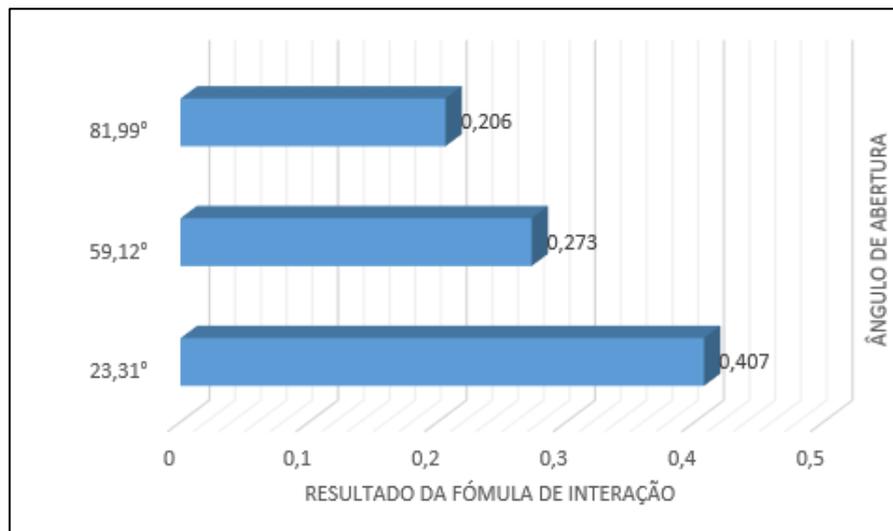


Figura 24: Comparação dos resultados da fórmula de interação

4. CONCLUSÕES

Os resultados das análises realizadas, tanto de maneira computacional quanto analítica, não indicaram a possibilidade de falha da lança de guindaste analisada. Após a construção do modelo, aplicação das condições de contorno e execução dos cálculos, considera-se a obtenção de resultados satisfatórios, levando em conta as orientações da norma API 2C e do código AISC, bem como as informações presentes no manual do equipamento.

Os resultados de tensão devido à flexo-compressão, oriundos da análise computacional linear elástica global, realizada no Solidworks Simulation, demonstraram uma tensão máxima na lança, utilizando o ângulo de 23,31°, no valor de 77,6 MPa. Este valor ainda está abaixo da tensão de escoamento do material, a qual corresponde a 350 MPa. Sob este aspecto, tem-se um fator de segurança em torno de 5 (cinco).

Também por meio das análises realizadas no Solidworks Simulation, os resultados de Deslocamento mostraram que quanto mais próximo do plano horizontal, maior é o deslocamento da ponta lança, pois existe um maior comprimento do cabo de aço atuando, por consequência, maior flexibilidade ao sistema. Sendo assim, com o ângulo mais baixo foi encontrado deslocamento resultante de 832,10 mm.

A estabilidade da lança foi avaliada através da análise computacional de flambagem linear, sendo encontrado fator de carga mínimo de 19,2, para o ângulo mais baixo da lança dentre os três analisados. Este resultado demonstra a estabilidade elevada da estrutura.

Na avaliação isostática foi encontrada uma força compressiva máxima de 250,57kips, no ângulo de 23,31°, mesmo aplicando-se uma carga 33,07 kips no gancho. Tal amplificação de carga se deve ao peso próprio da lança e à geometria global do guindaste.

Com as equações de interação do código AISC (American Institute of Steel Construction), foi encontrado um resultado máximo de 0,407. Tal valor evidencia a elevada capacidade e estabilidade estrutural da lança analisada.

Tanto as análises computacionais quanto a avaliação analítica tenderam a mesma direção, mostrando que com carga constante ao longo de toda faixa angular, quanto mais baixo o ângulo da lança, mais tensionada ela estará sendo. Mesmo utilizando o ângulo mais baixo indicado pelo fabricante, com a maior carga possível içada, a lança ainda estaria bem distante da falha.

5. REFERÊNCIAS

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: a base da tecnologia CAE**. São Paulo: Érica, 2000. 292p.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. **Guide for the Analysis of Guy and Stiffleg Derricks**. New York: AISC, 1974. 30p.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. **Manual of Steel Construction: Load & Resistance Factor Design**. 2. ed. Chicago: AISC, 1994. 1993p.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. **Specification for Structural Steel Buildings: Allowable Stress Design and Plastic Design**. 9. ed. Chicago: AISC, 1989. 220p.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. **Specification for the Design, Fabrication & Erection of Structural Steel for Buildings**. New York: AISC, 1969. 166p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **Specification for Offshore Pedestal Mounted Cranes: API Specification 2C**. 6. ed. Washington: API, 2004. 58p.

BRASIL, Haroldo Vinagre. **Máquinas de Levantamento**. Rio de Janeiro: Guanabara, 1988. 230p.

PFEIL, Walter; PFEIL, Michele. **Estruturas de Aço: dimensionamento prático de acordo com a NBR 8800: 2008**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009. 357p.

SOLIDWORKS, **Help 2016** Disponível em: <http://help.solidworks.com/2016/portuguesebrazilian/solidworks/sldworks/c_introduction_to_plevel_topic.htm> Acessado em 19/05/2018.

STALPRODUKTER, A/S. **Astillero Cadiz Petrobras FPSO Cairu: user's manual**. Molde: Stalprodukter, 1997. 364p.

STALPRODUKTER, A/S. **Guia para certificações de guindastes American Bureau of Shipping (ABS) 1991**. In: **Astillero Cadiz Petrobras FPSO Cairu: user's manual**. Molde: Stalprodukter, 1997. 364p