



## ANÁLISE NUMÉRICA DE UM SUPORTE PARA CÉLULA DE CARGA SUBMETIDA À TRAÇÃO

-  
-

CEFET/RJ Campus Angra dos Reis – Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua do Areal, 522 - Parque Mambucaba  
23942-030 – Angra dos Reis – RJ

**Resumo:** O objetivo principal deste trabalho é verificar o dimensionamento de um suporte para célula de carga, utilizado em uma máquina de ensaio de fadiga para cabo de aço submetido à força de tração de 150 tf (tonelada força). Além disso, este estudo visa contribuir com o ensino da Engenharia, pois trata de um projeto real que propicia o aluno usar ferramentas CAD/CAE e aplicar o aprendizado e conhecimentos obtidos durante o curso de Engenharia Mecânica. Como o mecanismo é muito robusto, foi realizada uma análise considerando, inicialmente, o aço ASTM A-36 a fim de verificar se o componente resistia os esforços, reduzindo assim o custo da manufatura do componente. Inicialmente, foi gerado um modelo 3D no SOLIDWORKS com base no desenho 2D preliminar em CAD e realizada uma simulação numérica no ANSYS por meio do Método dos Elementos Finitos. Para validação da simulação, uma análise teórica foi realizada, utilizando a norma N-2683 (2008) da PETROBRAS, NBR-8800 (2010) e EUROCODE 3(2010) para verificar se o aço ASTM A-36 é adequado para fabricação das chapas e pinos do mecanismo. Verificou-se que a seleção do aço ASTM A-36 não foi adequada, sendo necessária a utilização de outro material com melhores propriedades mecânicas.

**Palavras-chave:** Projeto Mecânico, Tração, Método dos elementos finitos, Normas técnicas.

### 1. INTRODUÇÃO

A engenharia e o ensino na engenharia têm evoluído com os anos, à medida que novas ferramentas e tecnologias surgem no mercado, aparecendo novas práticas utilizadas pelos profissionais de engenharia, fazendo com que o ensino se atualize com essas novas ferramentas e tecnologias. Uma ferramenta muito utilizada e conhecida na engenharia, são os softwares CAD (*Computer-Aided Design*) e CAE (*Computer-Aided Engineering*). Os softwares CAD permitem desenhar produtos rapidamente, realizar montagens e verificar interferências e ajustes nos componentes antes mesmo de serem fabricados, dando diagramas detalhados dos materiais utilizados no processo, facilitando assim o processo de manufatura do produto. Aliado aos

Organização



Promoção

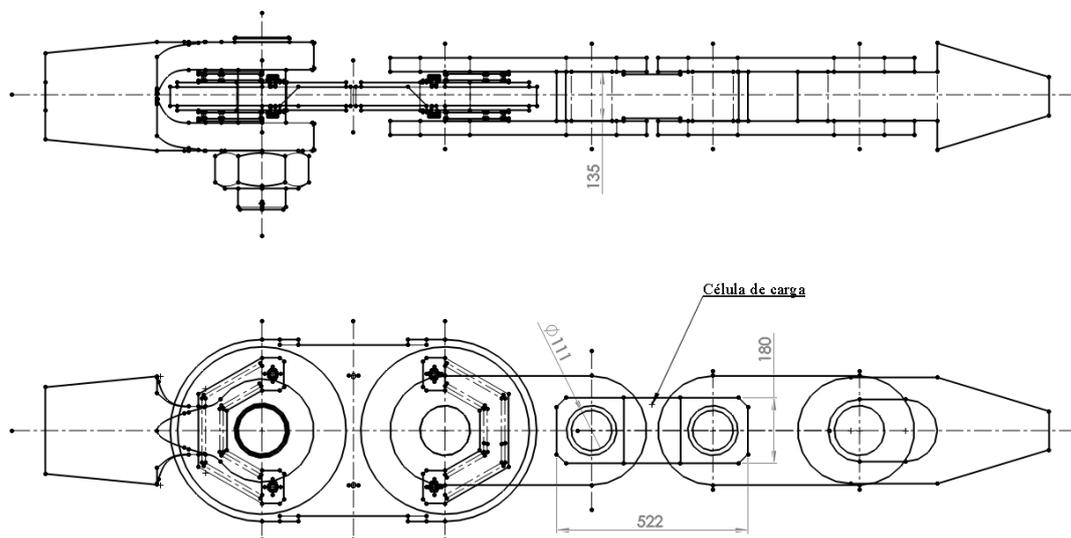




*softwares* CAD, estão os *softwares* de CAE, que auxiliam nas tarefas de análise de engenharia utilizam das peças desenhadas pelo CAD para gerarem análises de FEA (*Finite Element Analysis*), CFD (*Computational Fluid Dynamics*), MBD (*Multi-Body Dynamics*) e otimização (NORTON, 2013). Com essas simulações é possível saber qual material, geometria e montagens são mais adequadas a um determinado caso.

Este trabalho tem por objetivo fazer a verificação do dimensionamento preliminar de um suporte para célula de carga com capacidade para 150 tf utilizada em uma máquina de ensaio de fadiga para cabos de aço. A “Figura 1”, desenho 2D em CAD, mostra o suporte de fixação da célula de carga e demais acessórios. O material selecionado inicialmente para o suporte foi o aço ASTM A-36 por questões de custo e de fácil disponibilidade no mercado.

Figura 1 – Mecanismo composto de soquetes e olhais para fixar a célula de carga e o cabo de aço.

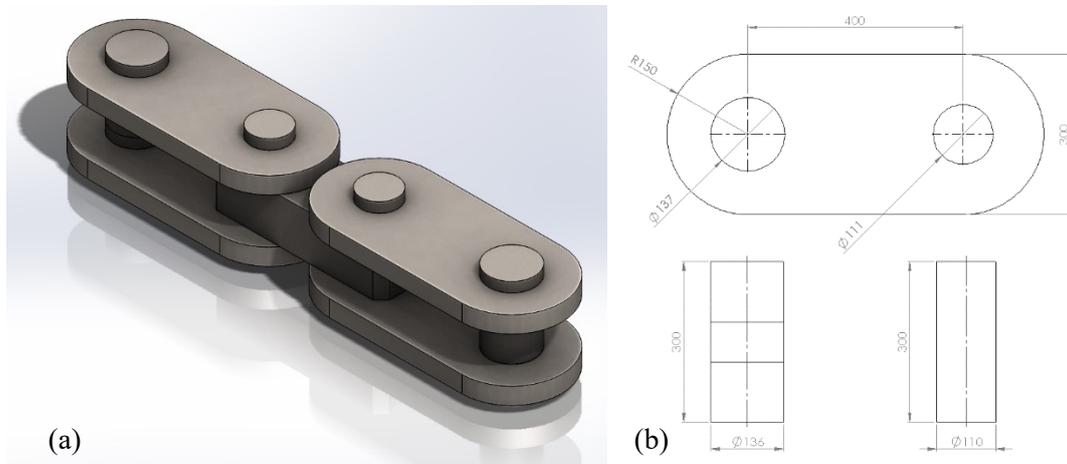


Com o carregamento, geometria e material estabelecidos, então foram efetuados os cálculos teóricos conforme normas de projeto e uma análise numérica a fim de verificação do projeto do suporte. As chapas do suporte foram verificadas com base nas normas N-2683 (Olhal de içamento, 2010), a norma NBR-8800 (projetos de estrutura de aço, 2008). Além disso, a norma EUROCODE 3 (2010) e a NBR-8800 (2008) foram utilizados para dimensionar os pinos que estão em contato com as chapas do suporte e célula de carga.

Inicialmente foi feito o modelo 3D do suporte no SOLIDWORKS (versão do estudante), conforme “Figura 2 (a)” e suas dimensões são mostradas na “Figura 2 (b)”, para em seguida, realizar a verificação do componente utilizando o *software* ANSYS (versão do estudante) com a ferramenta *Static Structural*.



Figura 2 – (a) Modelo 3D com as chapas e pinos, sem as manilhas e cabos.  
 (b) Dimensões dos pinos e chapa.



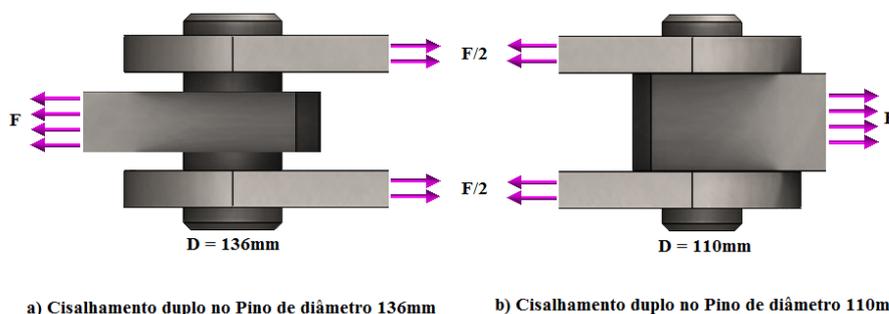
## 2. CÁLCULOS PARA AS CHAPAS SEGUNDO A NORMA N-2683 E NBR-8800

Pela norma N-2683 (2010) o olhal é dimensionado com anéis de reforço, para ajudar no contato com o pino e reduzir o cisalhamento do mesmo. Como as chapas suportes não possuem anéis de reforço, então não foram consideradas nos cálculos.

A força do pino que gera a reação no olhal é calculada utilizando fatores de consideração aplicados pela norma N-2683 (2010), em diferentes condições de ambiente e de trabalho. Porém, muitos desses fatores foram desprezados, pois o equipamento está em ambiente abrigado e controlado. Sendo assim, apenas o fator de consequência ( $f_c$ ) de 1,30 é considerado no cálculo, pois leva em consideração a imprecisão da carga, os efeitos dinâmicos locais e possíveis consequências de falhas no olhal.

A força aplicada pelo cabo no ensaio é de 150 tf (1471 kN), mas conforme mostra a “Figura 3” a força é dividida entre as chapas. Sendo assim, a força atuando em cada chapa é a metade da força aplicada pelo cabo, caracterizando assim a condição de cisalhamento duplo no pino (Gere, 2003).

Figura 3 - Cisalhamento duplo aplicado no pino de ligação das chapas suporte com a célula de carga.



A norma N-2683 (2010) também estabelece o dimensionamento do olhal, indicando como calcular o diâmetro do furo, espessura da chapa e diâmetro do anel de reforço. Porém, como as dimensões das chapas suportes já haviam sido estabelecidas, foram feitas as seguintes verificações previstas na referida norma: tensão de contato entre pino e o furo, o cisalhamento



da área efetiva, a tração na área líquida efetiva na região do furo e o escoamento da seção bruta na região logo abaixo do anel de reforço.

Nas tabelas presentes no trabalho apareceram as propriedades mecânicas do material, como, tensão de escoamento do material ( $f_y$ ), no qual se a tensão aplicada é igual ou maior que a tensão de escoamento o material terá deformações permanentes e a tensão de ruptura do material ( $f_u$ ), que é a tensão máxima que o material resiste sob tração, na qual, quando atingida e mantida ocorre a fratura do material (CALLISTER, 2016).

Com as verificações foi possível observar que o aço ASTM A-36 falha em duas de quatro condições, sendo a de cisalhamento e tração na região do furo conforme a “Tabela 1”.

Tabela 1 - Resultado das verificações com base na norma N-2683 (2010).

Aço ASTM A-36 $F_y = 250 \text{ MPa}$			
$f_p = \frac{F_{pino}}{d_{pino} \cdot (t_{olhal} + 2 \cdot t_{anel})} = 176,41 \text{ MPa}$	$\leq$	$0,9f_y = 225 \text{ MPa}$	Ok
$f_v = \frac{F_{pino}}{2 \cdot [(R - r_{furo}) \cdot t_{olhal} + (r_{anel} - r_{furo}) \cdot 2 \cdot t_{anel}]} = 147,18 \text{ MPa}$	$\leq$	$0,4f_y = 100 \text{ MPa}$	Falhou
$f_{at} = \frac{F_{pino}}{2 \cdot b_1 \cdot t_{olhal} + 4 \cdot b_2 \cdot t_{anel}} = 147,18 \text{ MPa}$	$\leq$	$0,45f_y = 112,5 \text{ MPa}$	Falhou
$f_a = \frac{F_{pino}}{b_3 \cdot t_{olhal}} = 79,97 \text{ MPa}$	$\leq$	$0,6f_y = 150 \text{ MPa}$	Ok

Diferente da N-2683 (2010) que trata de movimentação de cargas gerando um fator de segurança maior, devido a fatores dinâmicos e outros vários fatores de ambiente e condições de trabalho, a norma NBR-8800 (2008) trata de estruturas de aço e mista de aço e concreto, tendo fatores de segurança menor, devido à estrutura estática sofrer efeitos dinâmicos reduzidos. Por isso, foi considerado o projeto destes componentes conforme a referida norma, devido ao sistema de ligação está submetido a condições estáticas durante os testes.

A NBR-8800 (2008) traz uma seção de barras ligadas por pino, nessa seção são estabelecidas quatro verificações para a chapa como a N-2683 (2010). Essas verificações são: escoamento da seção bruta por tração, resistência à pressão de contato na área projetada do pino, ruptura da seção líquida por tração e ruptura da seção líquida por cisalhamento, os resultados são apresentados na “Tabela 2” abaixo.

Tabela 2 - Resultado das verificações com base na norma NBR-8800 (2008)

Aço ASTM A-36 $f_y = 250 \text{ MPa}$ , $f_u = 400 \text{ MPa}$			
$N_{t,Rd}$	$\geq$	$N_{s,Rd}$	
Escoamento por tração $\frac{A_g f_y}{\gamma_{a1}} = 3463,64 \text{ kN}$	$\geq$	735,5 kN	Ok
Pressão de contato $\frac{1,80 A f_y}{\gamma_{a2}} = 2319,86 \text{ kN}$	$\geq$	735,5 kN	Ok



Ruptura por tração $\frac{2tb_{ef}f_u}{\gamma_{a2}} = 3540,2 \text{ kN}$	$\geq$	735,5 kN	Ok
Ruptura por cisalhamento $\frac{0,60A_{sf}f_u}{\gamma_{a2}} = 2700,31 \text{ kN}$	$\geq$	735,5 kN	Ok

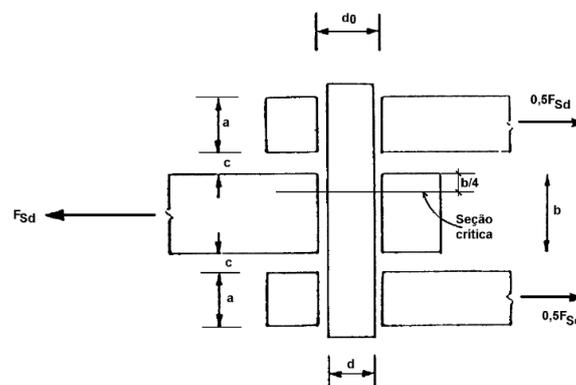
Como pode ser visto na “Tabela 2” o aço ASTM A-36 resiste aos esforços aplicados a ele, mesmo se fosse aplicado a força direta de 1471 kN, a chapa resistiria. Em comparação entre normas, a N-2683 (2010) reprova o A-36 em duas verificações e enquanto a NBR-8800 aprova o material para os esforços aplicado.

### 3. CÁLCULOS PARA OS PINOS SEGUNDO A NBR-8800 E EUROCODE 3

Os cálculos dos pinos serão feitos em cima do pino de maior diâmetro (136 mm) que está submetido à carga diretamente e é o que apresenta menor área de contato. Segundo a NBR-8800 (2008) e a EUROCODE 3 (2010), é necessário fazer três verificações para os pinos satisfazerem os critérios de falha.

A primeira verificação é a resistência ao cisalhamento, pela EUROCODE 3 (2010) é utilizado o limite de ruptura, no caso da NBR-8800 (2008) é utilizado o limite de escoamento. Além do cisalhamento as duas normas fazem uma verificação para o momento fletor do pino. Os momentos fletores em um pino devem ser calculados como indica a “Figura 4”:

Figura 4 - Forças atuantes no pino, pela EUROCODE 3 (2010).



Pela EUROCODE 3 (2010) a resistência ao momento fletor é calculado com o pino fixo ou removível. Segundo a NBR-8800 (2008) não se tem distinção se o pino é fixo ou removível, tendo então somente uma equação para a resistência de momento fletor. A terceira verificação é a resistência ao esmagamento do pino, segundo a EUROCODE 3 (2010) há duas resistências uma para pino fixo e outra para removível. Da mesma forma, para a NBR-8800 (2008) também não há distinção se o pino é removível ou fixo. A “Tabela 3” mostra as verificações obtidas pela análise da NBR-8800 (2008), tendo sucesso em todas as verificações.



Tabela 3 - Verificações do pino de diâmetro 136mm pela NBR-8800 (2008).

NBR-8800 Pino 136mm			
$F_{v,Rd} = \frac{0,60A_w f_y}{\gamma_{a1}} = 3672 \text{ kN}$	$\geq$	$F_{v,Ed} = 1471 \text{ kN}$	Ok
$M_{Rd} = \frac{1,20W f_y}{\gamma_{a1}} = 67351,18 \text{ kN}$	$\geq$	$M_{Ed} = 54390,23 \text{ kN}$	Ok
$F_{b,Rd} = \frac{1,50.t.d.f_y}{\gamma_{a1}} = 2355,3 \text{ kN}$	$\geq$	$F_{b,Ed} = 1107,77 \text{ kN}$	Ok

Na “Tabela 4” é mostrado as verificações realizadas pela EUROCODE 3 (2010), tanto para o pino fixo quanto o pino removível.

Tabela 4 - Verificações do pino de diâmetro 136mm pela EUROCODE 3 (2010).

EUROCODE 3 Pino 136mm			
$F_{V,Rd} = \frac{0,60A f_u}{\gamma_{M2}} = 6336 \text{ kN}$	$\geq$	$F_{v,Ed} = 1471 \text{ kN}$	Ok
$M_{Rd} = \frac{1,50W f_y}{\gamma_{M0}} = 92607,87 \text{ kN}$	$\geq$	$M_{Ed} = 54390,23 \text{ kN}$	Ok
$F_{b,Rd} = \frac{1,50.t.d.f_y}{\gamma_{M0}} = 2590,8 \text{ kN}$	$\geq$	$F_{b,Ed} = 1107,77 \text{ kN}$	Ok
$M_{Rd} = \frac{0,80W f_y}{\gamma_{M6,ser}} = 37043,15 \text{ kN}$	$\geq$	$M_{Ed} = 54390,23 \text{ kN}$	Falhou (removível)
$F_{b,Rd} = \frac{0,60.t.d.f_y}{\gamma_{M6,ser}} = 1036,3 \text{ kN}$	$\geq$	$F_{b,Ed} = 1107,77 \text{ kN}$	Falhou (removível)

Observa-se então que o pino considerável removível falha nos critérios de momento fletor e pressão de contato, enquanto o pino fixo resiste a todos os esforços aplicados a ele.

#### 4. SIMULAÇÃO NO ANSYS

Após a realização dos cálculos analíticos, conforme normas de projeto, uma simulação via elementos finitos foi realizada no ANSYS Workbench (versão de estudante) com a ferramenta *Static Structural*, a partir do modelo do conjunto (chapas suporte, pinos e célula de carga) previamente desenhado no SOLIDWORKS (versão de estudante). Na “Figura 5 (a)” é mostrado a malha do modelo utilizada na simulação, na “Figura 5 (b)” é mostrado os parâmetros utilizados para obter a malha, junto como o total de 57516 nós e 10845 elementos.

Deve-se ressaltar na análise numérica os pontos de singularidade, que no caso do modelo apareceram nas chapas 1 e 2 (“Figura 6”) aonde o mecanismo é fixo, e em alguns pontos das outras chapas, conforme mostrado na “Figura 8”. Nesses pontos a tensão não é a real, gerando discordâncias com os pontos próximos a eles, mas pelo princípio de Saint-Venant, os efeitos de uma descontinuidade local de tensão em um corpo não afetam a distribuição de tensão em torno deste ponto (SILVA *et al*, 2017). Sendo assim, pode-se desconsiderar esses pontos e os seus



efeitos gerados no pino fixo, consequentemente os demais pinos não estão sob influência das singularidades das chapas 1 e 2. A “Figura 6” mostra as condições de contorno aplicadas no conjunto mecânico, em que sobre o pino ‘B’ é aplicado o carregamento e o pino ‘A’ é mantido fixo.

Figura 5 – (a) Malha Utilizada na simulação do suporte.  
(b) Parâmetros da malha com 57516 nós e 10845 elementos.

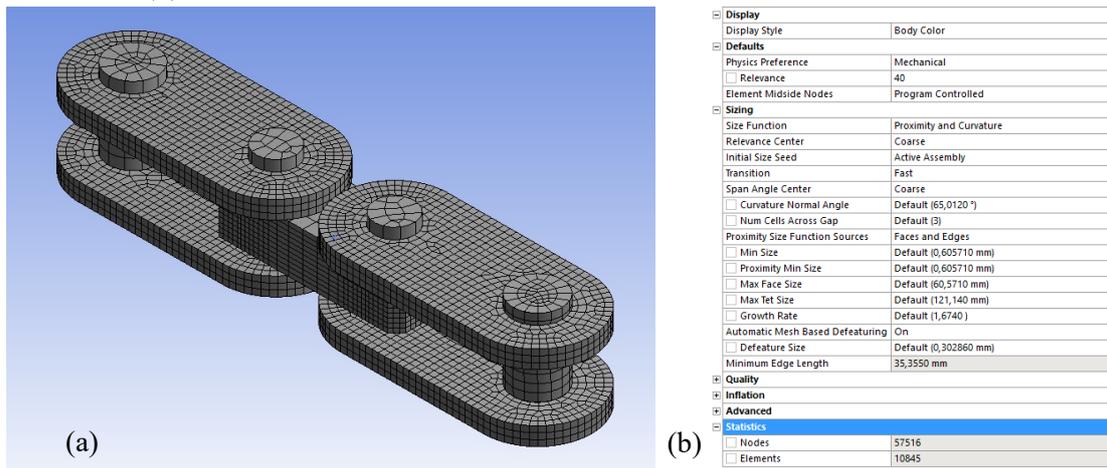
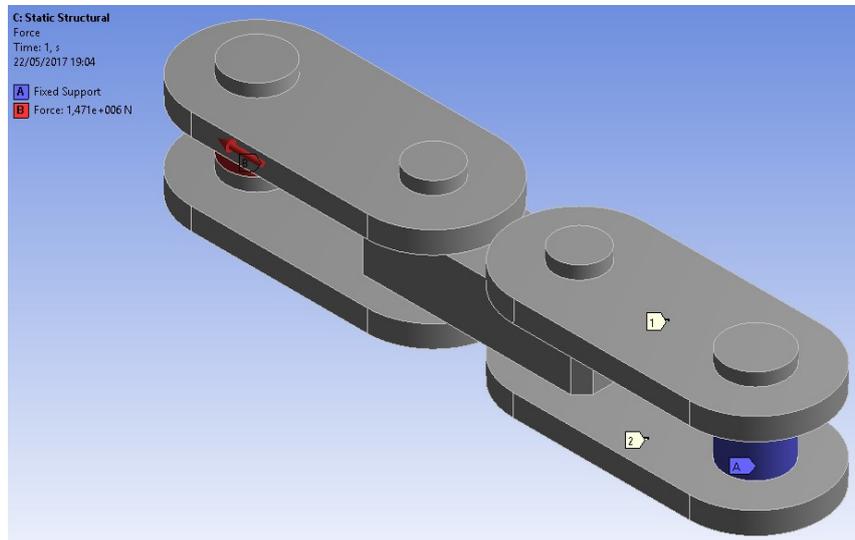


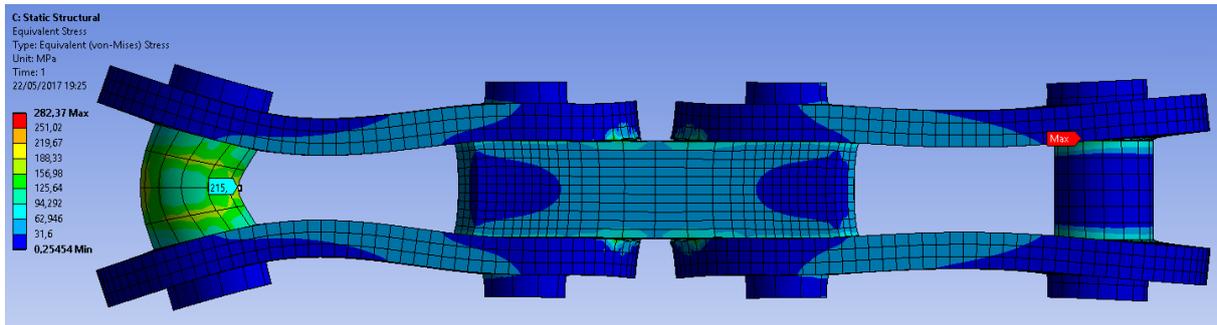
Figura 6 – Indicação das condições de contorno e locais onde ocorrem singularidades na simulação.



A “Figura 7” mostra a distribuição de tensões de Von Mises no mecanismo. Vale enfatizar que o ponto máximo de tensão foi desconsiderado por se tratar de uma singularidade, conforme explicado acima. Para o pino de 136 mm de diâmetro se tem uma tensão máxima de 215 MPa, estando, assim, abaixo do limite de escoamento do ASTM A-36, no caso 250 MPa, e analisando os resultados teóricos tanto na NBR-8800 (2008) e na EUROCODE 3 (2010) o pino resiste, sendo que na EUROCODE 3 (2010) tem-se uma ressalva sobre o pino ser removível o que levaria o seu colapso.

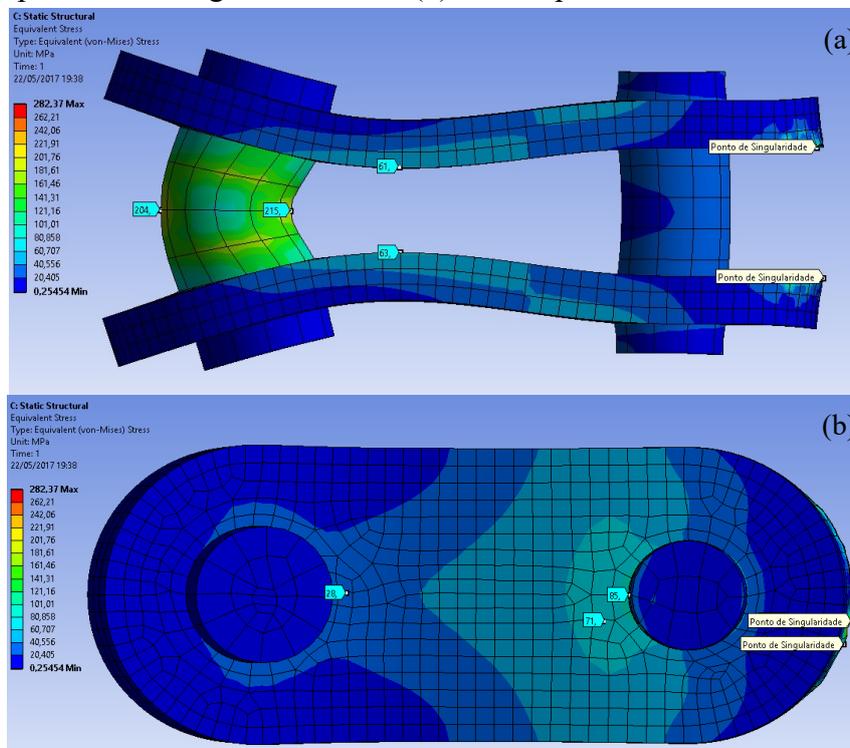


Figura 7 - Tensões de Von Mises no mecanismo com distorção 2x aumentada.



Considerando os dois pinos mais próximos (lado esquerdo da “Figura 7”) da força exercida, verifica-se que o pino de menor diâmetro, que conecta a célula de carga, é menos solicitado que aquele que tem a força aplicada exatamente sobre ele. Isso ocorre devido à chapa que faz a ligação deste suporte com o cabo de aço ter espessura de 76,2 mm (Ver “Figura 1”), proporcionando assim uma menor área de contato e, conseqüentemente gerando um cisalhamento maior no pino onde a força está atuando. As tensões nas chapas chegam a valores de 85 MPa, que são valores relativamente baixos se comparados com os valores teóricos. Além disso, se for aplicado fatores de concentração de tensão, valores de tensão chegam a 224 MPa. Dessa forma, a carga total considerada no cálculo teórico é discrepante com aquela apresentada na simulação numérica.

Figura 8 – (a) Tensões de Von Mises nos Pinos e Chapas próximos a carga vista lateral. (b) vista superior

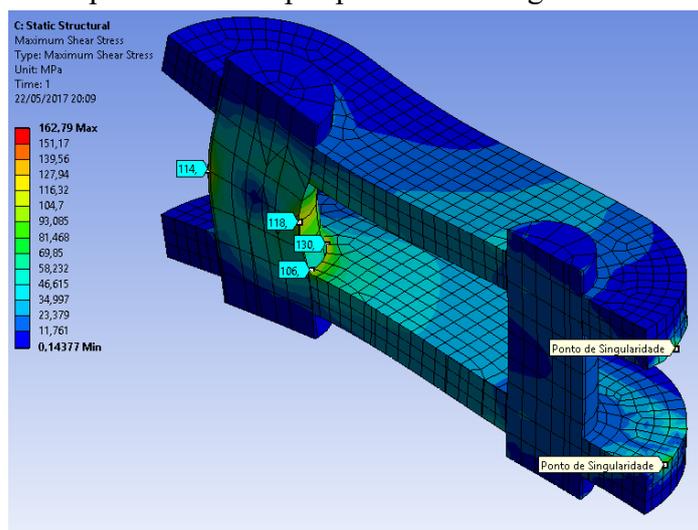


A “Figura 9” mostra a distribuição de tensão de cisalhamento máxima no conjunto. Observa-se que o pino no qual está aplicada a carga apresenta uma tensão máxima de



cisalhamento de 118 MPa, valor este condizente com os aqueles calculados anteriormente conforme as normas de projeto. Além disso, nas chapas a tensão de cisalhamento chega a 130 MPa, que está acima da tensão admissível de 100 MPa para este material estabelecido pela norma N-2683 (2010). Por outro lado, pela norma NBR-8800 (2008) o material resiste, já que as duas normas consideram valores diferentes para as tensões admissíveis, sendo  $0,4f_y$  e  $0,6f_u$ , respectivamente.

Figura 9 - Tensões de cisalhamento máxima nos pinos e nas chapas próximos a carga.



## 6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O objetivo deste trabalho foi verificar o projeto mecânico de um dispositivo utilizado em uma máquina de ensaio de fadiga utilizando normas de projeto e análise numérica por meio do método de elementos finitos. Foram consideradas dimensões, pré-estabelecidas no projeto, e o aço ASTM A-36 a fim de verificar se o componente resistia a carga de tração de 150 tf. Os resultados mostraram que pela norma N-2683 (2010) o componente fabricado com o aço ASTM A-36 não suporta os esforços aplicados, porém a NBR-8800 (2008) considera o projeto adequado. Por outro lado, os resultados da simulação numérica mostraram que as tensões de cisalhamento atingem os critérios de falha da N-2683(2010) chegando a 130 MPa. Nos pinos, as tensões atingem, alguns pontos, valores próximos do limite de escoamento de 250 MPa do material. Devido os valores próximos e os possíveis ciclos de testes gerando fadiga nos pinos, esse material não é adequado ao mecanismo, podendo gerar deformação plástica e alterar os dados dos ensaios de tração. Sendo assim, é sugerido selecionar outro material mais resistente como, por exemplo, o ASTM A-572 Gr 50 que possui limite de escoamento de 345 MPa, tendo uma folga bastante favorável, podendo assim resistir aos esforços aplicados com uma margem de segurança.

## 7. REFERÊNCIA

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBE-8800**: Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios. Rio de Janeiro, 2008.

Joinville/SC – 26 à 29 de Setembro de 2017  
UDESC/UNISOCIESC  
“Inovação no Ensino/Aprendizagem em Engenharia”



**COBENGE 2017**  
XLV CONGRESSO BRASILEIRO DE EDUCAÇÃO EM ENGENHARIA

CALLISTER, Willian. D. Ciência e engenharia dos materiais: Uma introdução. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

GERE, James. M. Mecânica dos Materiais. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003.  
NORMA PORTUGUESA. **EUROCODE 3**: Projecto de estruturas de aço, Parte 1-8: Projecto de ligações. Caparica Portugal, 2010.

NORTON, Robert. L. Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1055p.

PETROBRAS. **Norma Petrobras N-2683**. Revisão B. Estruturas Oceânicas – Olhal de Içamento – Dimensionamento. Rio de Janeiro, Petrobras, 2010.

SILVA, Fernando. A; SANTOS, Jefferson. R. M; CHAVES, Carlos, A. Explicação do princípio de Saint-Venant utilizando o método dos elementos finitos. Revista UNIABEU, Rio de Janeiro, v.10, n.24. p. 158-170, 2017.

VALENCIANI, Vitor C; UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO, Escola de Engenharia de São Carlos. Ligações em Estruturas de Aço, 1997. 289-297p, il. Dissertação (Mestrado).

YOUNG, Warren C; BUDYNAS, Richard G; Roark's Formulas for Stress and Strain. 7. ed. McGraw-Hill: New York, 2002. 703-785p.

## NUMERICAL ANALYSIS OF A LOAD CELL SUPPORT UNDER TENSILE

**Abstract:** *The main goal of this study is to verify the design of a load cell support used in a fatigue test machine for steel wire rope under tensile force of 150 tf. In addition, this study aims to contribute to the teaching of Engineering, since it deals with a real project that allows the student to use CAD/ CAE tools and apply the learning and knowledge obtained during the Mechanical Engineering course. As the mechanism is very robust, an analysis was performed initially considering ASTM A-36 steel in order to verify if the component would strength to the load condition imposed, reducing the component manufacturing cost. Initially, a 3D model was generated in the SOLIDWORKS based on preliminary 2D CAD drawing and a numerical simulation was performed in the ANSYS using the Finite Element Method. For the numerical validation, a theoretical analysis was performed, using the standard N-2683 (2008), NBR-8800 (2010) and EUROCODE 3 (2010) to verify if the material ASTM A-36 is suitable for manufacturing the plates and pins. It was verified that the selection of the ASTM A-36 steel was not suitable for this purpose, being indicated the use of another material with better mechanical properties.*

**Key-words:** *Mechanical Design, Tensile strength, Finite element method, Design code.*

Organização



Promoção

