

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE VEÍCULO INDUSTRIAL UTILIZADO NA INDÚSTRIA
SIDERÚRGICA

por

Leonardo Della Giustina Sochacki

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2020

Sochacki, Leonardo Della Giustina
OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE VEÍCULO INDUSTRIAL
UTILIZADO NA INDÚSTRIA SIDERÚRGICA / Leonardo Della
Giustina Sochacki. -- 2020.
15 f.
Orientadora: Leticia Fleck Fadel Miguel.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2020.

1. Otimização Topológica. 2. Método dos Elementos
Finitos. 3. Veículo Industrial. 4. Siderurgia. I.
Miguel, Leticia Fleck Fadel, orient. II. Título.

Leonardo Della Giustina Sochacki

OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE VEÍCULO INDUSTRIAL UTILIZADO NA INDÚSTRIA
SIDERÚRGICA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof^a. Dr.^a Letícia Fleck Fadel Miguel

Comissão de Avaliação:

Prof^a. Dr.^a Letícia Fleck Fadel Miguel

Prof. Dr. Daniel Milbrath De Leon

Prof. Dr. Felipe Tempel Stumpf

Porto Alegre, Novembro de 2020

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a meus pais, que sempre buscaram incessantemente todas as condições para que eu tivesse acesso ao ensino de qualidade.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Paulo e Cristina, e minha irmã, Eduarda, por me acompanharem nessa trajetória e por serem pessoas tão especiais, que me inspiram e guiam em todos os momentos. Agradeço por tê-los em minha vida e poder compartilhar conquistas como esta.

Agradeço à minha madrinha, Maria Lúcia Costa, por ser minha segunda mãe e ter me criado como seu próprio filho. Para sempre levarei seu amor e afeto em meu coração.

Agradeço aos meus avós, especialmente ao meu avô, Iléo (*in memoriam*), cuja mente engenhosa me instigou a escolher a engenharia como profissão.

Agradeço à minha namorada, Mariana, por ser minha companheira em momentos bons e ruins, oferecendo acolhimento, sabedoria e boas gargalhadas.

Agradeço aos meus amigos, pelas madrugadas de estudo juntos e por tornarem a faculdade um local de descontração e de discussões proveitosas para o meu desenvolvimento.

Agradeço a minha família, fonte enorme de exemplos positivos em minha vida.

Por fim, agradeço aos colegas do LAMEF e da Gerdau, por me ensinarem a aplicabilidade prática dos conceitos aprendidos em sala de aula.

SOCHACKI, L.D.G. **OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE VEÍCULO INDUSTRIAL UTILIZADO NA INDÚSTRIA SIDERÚRGICA**. 2020. 15p. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

RESUMO

Através de um *software* comercial largamente utilizado na indústria para simulação por método dos elementos finitos, a geometria de um veículo industrial é modelada usando o módulo de CAD (*computer aided design*, projeto assistido por computador) do programa e, através das ferramentas de MEF (método dos elementos finitos), a estrutura do veículo é analisada, comparando os resultados com os encontrados em campo e relatados pela equipe de manutenção responsável pelo reparo do veículo. Através de dados coletados em campo, o consumo de combustível anual é estimado e comparado com outros veículos industriais presentes no parque fabril. Por fim, uma otimização topológica do veículo é realizada visando reduzir a massa da estrutura do veículo analisado. A metodologia mostra ser eficaz, representando o comportamento apresentado em campo e permitindo a análise para redução de massa.

PALAVRAS-CHAVE: otimização topológica, método dos elementos finitos, veículo industrial, siderurgia

SOCHACKI, L.D.G. TOPOLOGY OPTIMIZATION OF INDUSTRIAL VEHICLE USED IN THE STEEL INDUSTRY. 2020. 15p. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

ABSTRACT

Through usage of a commercial finite element method software widely used in the industry, the geometry of an industrial vehicle is modelled using the program's CAD module and, using MEF tools, the vehicle's structure is analyzed, comparing the results with those found in the field and reported by the maintenance team responsible for repairing the vehicle. Through data collected in the field, the annual fuel consumption is estimated and compared with other industrial vehicles present in the industrial park. Finally, a topological optimization of the vehicle is performed in order to reduce the mass of the analyzed vehicle structure. The methodology shows to be effective, representing the behavior presented in the field and allowing the analysis for mass reduction.

KEYWORDS: topology optimization, finite element method, industrial vehicle, siderurgy

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
3. OBJETIVOS.....	3
4. FUNDAMENTAÇÃO.....	3
4.1 Equações constitutivas.....	3
4.2 Método dos Elementos Finitos (MEF).....	3
4.3 Variáveis de Projeto.....	4
4.4 Função objetivo.....	4
4.5 Restrições.....	4
4.6 Otimização topológica.....	5
5. CASO DE ESTUDO.....	5
5.1 Carro Pórtico Bofors.....	5
5.2 Sistema de elevação da carga.....	6
5.3 Estrutura do veículo.....	7
5.4 Consumo de combustível e rodagem anual.....	7
5.5 Modelo CAD tridimensional.....	9
5.6 Modelo CAE com condições de contorno e carregamentos.....	10
5.7 Malha.....	10
5.8 Otimização topológica.....	11
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	12
6.1 Análise estrutural.....	12
6.2 – Otimização topológica.....	13
7. CONCLUSÕES.....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	16
ANEXO 1 – Desenho 2D da montagem da estrutura.....	17
ANEXO 2 – Desenho 2D do módulo lateral esquerdo.....	18
ANEXO 3 – Desenho 2D do arranjo dos perfis de sustentação.....	19

1. INTRODUÇÃO

Veículos industriais são utilizados nas mais diversas aplicações ao redor do mundo. Movimentação de cargas pesadas, transporte de pessoas e manipulação de objetos são alguns exemplos de como estas máquinas aumentam a produtividade das instituições, garantem a segurança de pessoas ou permitem realizar uma atividade que seria inviável caso fosse desempenhada somente com força humana ou animal.

O campo é a origem dos veículos industriais, sendo a necessidade do homem de aumentar a produtividade e alimentar o povo a principal impulsionadora para este movimento de melhoria dos processos agrícolas. Embora não se tenha uma data certa para sua criação, Jones (2020) cita o arado como sendo o implemento agrícola mais antigo da humanidade, sendo criado há mais de 4000 anos, pelos egípcios. Em 1837 John Deere obtém sucesso ao criar um arado para os fazendeiros da região de Grand Detour, em Illinois. Em 1892 John Froehlich testa o primeiro trator movido à gasolina da história e em 1918 John Deere adquire Waterloo Gasoline Company, produzindo assim os primeiros tratores movidos com motor à combustão interna. Somente no primeiro ano são vendidos 5.634 tratores. Com o passar dos anos, a empresa busca expandir seu mercado, introduzindo em 1958 uma linha de veículos industriais voltados para construção e aplicações industriais.

Empilhadeiras, caminhões, retroescavadeiras e guindastes são exemplos atuais de como a mente humana é capaz de desenvolver sistemas complexos, que atendem aos mais diversos critérios e aplicações específicas para satisfazer sua necessidade. Na indústria e na construção, onde o transporte de cargas pesadas com rapidez é uma das atividades fundamentais, a possibilidade de realizar o carregamento, movimentação e descarregamento de pallets, caixas ou cargas no geral é de suma importância para garantir o fluxo de trabalho e permitir que os objetivos estipulados sejam atingidos, como a construção de uma casa, um pavimento ou o correto posicionamento de uma peça em uma linha de montagem.

O carro-pórtico é outro exemplo de veículo empregado neste tipo de atividade, principalmente em portos, mais especificamente no transporte de containers entre as frentes de carregamento e descarregamento. Embora este tipo de veículo industrial tenha sido criado em 1913 por H. B. Ross para o transporte de toras de madeira, a indústria siderúrgica encontrou outra aplicação, a de transporte de feixes de barras e tarugos entre os estoques intermediários das plantas siderúrgicas devido à similaridade das naturezas de movimentação de carga, como elevada agilidade, boa manobrabilidade e robustez na rodagem em pavimentos desnivelados.

Este veículo permite que a carga seja facilmente acoplada devido ao seu vão livre entre as rodas, permitindo que o veículo se posicione diretamente sobre a carga, com as rodas ficando ao lado e o operador sentando-se diretamente acima. Desta forma, o veículo pode “deslizar sobre a carga”, tornando o processo de carregamento e descarregamento incrivelmente prático e ágil. Outro benefício é a possibilidade de reversão rápida na direção do movimento e, como estes veículos podem possuir as quatro rodas articuladas, o processo torna-se muito eficaz, agregando na velocidade com que os materiais podem ser transportados e aumentando a eficiência da linha de produção.

A rapidez com que as cargas podem ser transportadas entre os processos intermediários de uma fábrica é importante pois os gastos com logística são considerados como despesa aos olhos de gestores, ou seja, não agregam nenhum valor ao produto final e conseqüentemente não aumentam a margem de lucro que uma instituição pode obter com a venda deste produto. Desta forma, é fundamental reduzir os valores gastos em manutenção e operação de veículos industriais, tendo em vista que este recurso poderia ser alocado em investimentos que trariam retorno em sustentabilidade ou competitividade para o negócio.

Do ponto de vista da manutenção, pode-se citar os componentes de desgaste destes equipamentos como por exemplo rolamentos, buchas, anéis de vedação, óleos hidráulicos e de lubrificação, correias e correntes. Porém não se deve esquecer da estrutura e dos componentes que sofrem com os esforços impostos pelas cargas aplicadas e, por estarem constantemente submetido a ciclos de carregamento e descarregamento, efeitos dinâmicos de aceleração e desaceleração induzidos pela translação, mudança de direção e deformidades do asfalto, princípios de trinca por fadiga na estrutura devem ser constantemente monitorados, pois podem evoluir para fraturas catastróficas e ocasionar falhas graves, colocando a vida de pessoas em risco e podendo gerar perdas financeiras devido ao lucro cessante.

No caso de estruturas e peças complexas, com carregamentos compostos, e, com o acesso facilitado a *softwares* computacionais de análise por elementos finitos, pode-se realizar estudos profundos nestes tipos de equipamentos, prevendo possíveis pontos de maior solicitação e calculando tensões máximas durante operação. Para que uma correta análise seja executada, o modelo deve ser construído corretamente, com dados próximos à realidade ou com estimativas fundamentadas para que o resultado obtido possua uma confiabilidade suficientemente grande e que as conclusões obtidas possam ser empregadas com segurança e assertividade.

Outro recurso muito poderoso que pode ser utilizado em conjunto com a análise por elementos finitos é a otimização topológica, que segundo Silva (2012) começou a desenvolver-se nos anos 60 e já nos anos 80 os primeiros *softwares* comerciais começaram a surgir e ser disponibilizados para utilização. Em suma, este tipo de análise prima pela simplificação de estruturas, objetivando a minimização ou maximização de alguma função, sendo alguns exemplos a massa ou a frequência natural de vibração do modo de vibração mais próximo.

Na otimização topológica, parte-se de uma geometria base, com material, propriedades mecânicas, condições de contorno e carregamentos definidos, obtém-se os campos de tensões e deformações da estrutura e inicia-se a remover os elementos de malha de acordo com um algoritmo pré-estabelecido, buscando-se o melhor resultado de acordo com as funções de limite estabelecidas. Ao obter-se um resultado satisfatório em termos de tensão, deformação, massa ou frequência, a estrutura ou peça pode ser analisada novamente, para validar os resultados obtidos com a otimização topológica.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Bendsoe (1989) concluiu que o método mais satisfatório para a otimização de peças mecânicas é a abordagem de material poroso, onde utilizam-se vazios microscópicos para remover material da peça gradativamente até que a função objetivo seja maximizada e as restrições não sejam violadas.

Mosmann (2003) apresentou um trabalho onde estruturas contínuas são submetidas à otimização topológica com restrições de flexibilidade, volume e frequência natural, caracterizando uma otimização com múltiplos critérios de restrição. O autor apresenta ainda alguns casos de estruturas tridimensionais em seu trabalho, somados aos casos bidimensionais analisados com maior profundidade, comparando métodos diferentes de otimização.

Canuto (2012) utilizou um *software* CAE comercial combinado com um algoritmo em MATLAB para analisar uma viga de 8x5x1 metros engastada e com massa concentrada de 100.000 kg no nó inferior direito. Ao longo de seu trabalho, também encontrou algumas dificuldades relacionadas ao método de filtragem escolhido e à instabilidade de tabuleiro.

Kretschmer (2014) desenvolveu uma metodologia para otimização topológica de treliças com restrição de flambagem linearizada através da programação sequencial linear. Para tal, foi desenvolvido um programa na linguagem do *software* MAPLE que fosse capaz de transformar as variáveis de entrada (coordenadas nodais, rigidez da estrutura e conectividades) e obter os

deslocamentos. Em seguida o programa resolve o problema de flambagem e por fim realiza a rotina de otimização topológica.

3. OBJETIVOS

Neste contexto, o presente trabalho busca analisar a estrutura de um veículo industrial do tipo “carro pórtico”. Com esta análise, espera-se obter um maior entendimento do comportamento da estrutura sob carregamento e verificar se a carga transportada está de acordo com as tensões encontradas no material. Objetiva-se também propor alterações na estrutura visando aumentar a confiabilidade do conjunto e reduzir, ou até mesmo eliminar, a necessidade constante de reparos estruturais. Atualmente, estes são caracterizados por trincas e o procedimento de reparo padrão envolve o preenchimento através de processo de solda por eletrodo revestido.

Por fim, uma otimização topológica tridimensional é realizada, com o objetivo de reduzir a massa do veículo e, consequentemente, reduzir o consumo de combustível utilizado. Outro ganho nesta possível alteração é possibilitar o acesso facilitado às partes móveis internas atualmente inacessíveis diretamente (não representadas no modelo computacional), facilitando a manutenção.

4. FUNDAMENTAÇÃO

4.1 Equações constitutivas

Utilizadas para correlacionar as tensões e deformações de qualquer material, também conhecidas como Lei de Hooke generalizada para materiais isotrópicos, as Equações (1) à (6) são detalhadas abaixo.

$$\sigma_{xx} = (\lambda + 2G)\varepsilon_{xx} + \lambda\varepsilon_{yy} + \lambda\varepsilon_{zz} \quad (1)$$

$$\sigma_{yy} = \lambda\varepsilon_{xx} + (\lambda + 2G)\varepsilon_{yy} + \lambda\varepsilon_{zz} \quad (2)$$

$$\sigma_{zz} = \lambda\varepsilon_{xx} + \lambda\varepsilon_{yy} + (\lambda + 2G)\varepsilon_{zz} \quad (3)$$

$$\sigma_{xy} = 2G\varepsilon_{xy} \quad (4)$$

$$\sigma_{yz} = 2G\varepsilon_{yz} \quad (5)$$

$$\sigma_{zx} = 2G\varepsilon_{zx} \quad (6)$$

Onde σ é a tensão, ε é a deformação, o primeiro índice x, y ou z indica o plano normal ao eixo de atuação da tensão e o segundo índice indica a direção. λ e G são definidos como a constante de Lamé e como o módulo da elasticidade transversal do material, respectivamente, e são detalhados abaixo através das Equações (7) e (8).

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (7)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (8)$$

onde E é o módulo da elasticidade do material e ν é o coeficiente de Poisson.

4.2 Método dos Elementos Finitos (MEF)

Segundo Fonseca (2002), o nome elementos finitos identifica a metodologia geral aplicável a sistemas discretos e foi atribuído em 1960 por Clough. Tal modelagem utiliza a discretização

de corpos sólidos em elementos (idealmente infinitesimais) de quantidade finita, onde as equações de equilíbrio são aplicadas, assim possibilitando a resolução dos estados de tensões e deformações de um corpo. Os problemas podem ser simplificados em uni, bi ou tridimensionais, com metodologias de resolução ligeiramente diferentes e com elementos adequados para cada tipo de solução, com a aplicação das respectivas simplificações no tensor de Cauchy.

Com o passar dos anos o método dos elementos finitos foi sendo aperfeiçoado, com *softwares* comerciais atuais otimizados para aplicações bem específicas na indústria e na academia. Tal aperfeiçoamento é notoriamente visível atualmente, pois o usuário atual não precisa ter conhecimento de programação para utilizar a maioria dos *softwares* de MEF, devendo apenas ter conhecimento teórico da mecânica dos sólidos, da interface gráfica utilizada e dos recursos de visualização de pós e pré-processamento. Consequentemente, a criticidade dos dados inseridos no sistema deve ser maior, pois com a facilidade de utilização e pelos *softwares* serem “caixas-pretas”, onde os dados de entrada são estabelecidos, o que acontece dentro da caixa não é conhecido no detalhe pelo usuário (programação lógica sequencial, algoritmo de análise do *software*) e os dados de saída são exibidos sem quase nenhuma conferência se o sistema modelado se iguala às condições física do problema.

Visando minimizar os erros de modelagem, cabe ao responsável pela análise buscar informações acerca do problema e tentar representar da maneira mais fidedigna possível, sempre balanceando a capacidade computacional disponível para que o modelo não fique excessivamente carregado com informações que pouco alteram o resultado.

4.3 Variáveis de Projeto

Variáveis de projeto são aquelas que descrevem o sistema e, no geral, podem ter infinitos valores atribuídos dentro de um escopo determinado pelo projetista baseado em viabilidade financeira, técnica ou de praticidade de execução. Estas variáveis devem ser o mais independente entre si o possível, pois caso elas tenham algum grau de dependência, os resultados não serão completamente independentes. Estes parâmetros podem ser alterados, sempre na busca pelo melhor resultado baseado na prioridade do projeto.

No contexto da análise estática, estrutural e da otimização topológica, os principais candidatos para variável de projeto são as dimensões gerais do corpo (adicionado ou removendo massa) ou ainda o material escolhido para fabricação da peça (alterando consequentemente as propriedades mecânicas como densidade, módulo da elasticidade, tensão de escoamento...). Estas não são as únicas possibilidades, porém são as mais usuais em análises como a apresentada no presente trabalho.

4.4 Função objetivo

Esta é a função que deseja-se maximizar ou minimizar em determinado projeto, visando o objetivo estabelecido previamente. Em trabalhos que envolvem a análise estrutural de componentes, objetivos comuns envolvem minimizar a massa do conjunto (pois esta geralmente possui alguma relação direta com o custo de fabricação), maximizar ou minimizar a frequência natural de vibração do corpo ou ainda a minimização do volume de um corpo. Mosmann (2003) cita alguns exemplos de escalares de função objetivo em seu trabalho, tais como lucro, custo, energia e distância, pois no contexto de otimização a nível de projeto e processo as variáveis que podem ser aplicadas são inúmeras.

4.5 Restrições

Restrições são os limites impostos às variáveis de projeto para delimitar o contorno de otimização. Matematicamente, são funções de igualdade ou desigualdade que representam delimitações físicas, de custo ou ainda de viabilidade do projeto. Um exemplo prático que pode

ser citado é o de otimização visando à frequência natural, onde a restrição imposta é que nenhuma frequência natural de vibração do sistema deve ser muito próxima de alguma frequência de excitação, evitando situações similares ao ocorrido na ponte Tacoma Narrows, nos Estados Unidos, em 1940. No caso citado, a ponte veio a colapsar em virtude do fenômeno da ressonância, ocorrido por possuir uma frequência natural muito próxima da frequência de geração das esteiras de Von Kármán.

4.6 Otimização topológica

A otimização topológica é um método computacional muito utilizado em conjunto com análises estruturais para encontrar a distribuição ótima de material dentro de um corpo. Nela, são aplicadas restrições às variáveis de projeto e a função objetivo é estabelecida, bem como o critério de ótimo da análise, determinando o ponto de máximo ou de mínimo que se quer atingir. Uma formulação genérica para uma otimização, com aplicação das restrições, função objetivo e variáveis de projeto é apresentada abaixo, Equação (9).

$$\begin{aligned} &\text{Minimizar } f(x) \\ &\text{sujeito a } x_{min} < x < \sigma_{max} \end{aligned} \quad (9)$$

Um ponto de suma importância para a análise de otimização topológica é prover a interface entre o *software* de MEF e o algoritmo que realizará o equacionamento da otimização, de modo que se forme um loop entre estes. Desta forma, as sucessivas iterações de otimização podem ser revalidadas pelo *software*, buscando a convergência do modelo para um ponto de ótimo.

5. CASO DE ESTUDO

5.1 Carro Pórtico Bofors

O caso de estudo é um veículo do tipo carro pórtico da marca sueca Bofors, cujo ano inicial de operação é 1973, junto com o comissionamento da usina siderúrgica, na época ainda estatal. O veículo consiste em uma estrutura metálica composta basicamente por chapas de aço, componentes dos sistemas de direção, suspensão, elevação de carga e de motorização, que foi atualizado no início do século XXI para um sistema mais moderno e eficiente, visando a redução de interrupção por quebras, maior potência disponível e menor consumo de combustível.

As informações contidas nos desenhos originais do equipamento detalham um veículo com quatro metros de altura, massa total de cerca de 16 toneladas, motor Scania DN11 com 167 cavalos-vapor de potência à 1800 rotações por minuto.

Existem cinco equipamentos similares operacionais atualmente na usina em questão, sendo três adquiridos para a inauguração em 1973, outro veículo adquirido posteriormente e uma última unidade fabricada pela própria equipe através de engenharia reversa do projeto original.

Os veículos diferem ligeiramente entre si, com algumas particularidades estruturais e reforços que foram modificados ou implementados ao longo dos anos conforme necessidade. O trabalho apresentado baseia-se no projeto do veículo CP42, por este apresentar detalhamento técnico com maior clareza, riqueza de informações e disponibilidade de desenhos técnicos no sistema. Detalhes muito específicos da geometria de certos componentes que não podem ser extraídos com as informações atuais disponíveis foram estimados utilizando medições em campo ou aproximação de outros componentes equivalentes presentes nos CP41 e CP43 (veículos adquiridos juntos e com projetos originais iguais). O desenho da estrutura do veículo, incluindo os pontos de aplicação das condições de contorno para a análise por elementos finitos, data de 2007, quando foi feito um levantamento intensivo das dimensões do conjunto visando

a fabricação de componentes de reposição. Nesta ocasião, toda a estrutura foi desenhada em *software* CAD 3D e posteriormente disponibilizada na forma de desenhos bidimensionais, os quais o presente trabalho se baseou para desenhar a estrutura. Desenhos gerais da estrutura e dos principais sistemas ou componentes podem ser encontrados ao final deste trabalho, na forma de anexo.

5.2 Sistema de elevação da carga

O sistema de elevação de carga é hidráulico, com alimentação proveniente de uma bomba conectada ao motor a diesel. Constituído por dois conjuntos idênticos, espelhados, que ficam posicionados nas laterais do veículo (na parte interna da estrutura) e, portanto, proporcionam simetria na elevação da carga posicionada no centro geométrico do veículo. Cada conjunto consiste em dois braços mecânicos que estão acoplados a cabos de aço e a um cilindro hidráulico mestre. Quando o cilindro é acionado, este faz com que os braços rotacionem e causem a elevação dos cabos de aço, que por sua vez erguem a bandeja de sustentação da carga. A Figura 1 ilustra este mecanismo isoladamente.

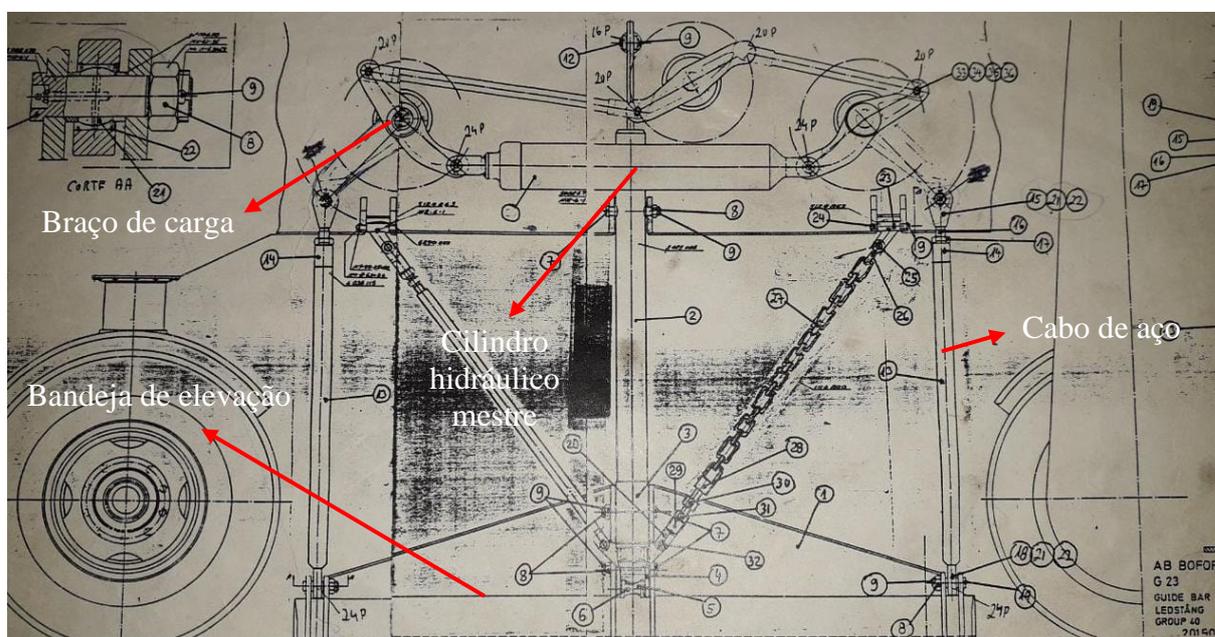


Figura 1 – Mecanismo empregado para erguer a carga.

Ao primeiro olhar o sistema parece complexo, porém ao analisar-se afundo é possível perceber que se trata de um brilhante mecanismo que transfere apenas carga na direção vertical para a estrutura. O cilindro hidráulico realiza o trabalho mecânico e, ao distender-se, faz com que os braços de carga da Figura 2 girem em sentidos opostos, forçando o cabo de aço a acompanhar o segundo ponto de ancoragem do componente e erguendo a carga. Os elementos ligantes na parte superior garantem a rotação correta do sistema através de braços conectantes. Na prática, em situação de equilíbrio estático da carga, os torques atuantes nos braços de carga se opõem, transmitindo apenas o peso do conjunto de içamento e da carga transportada para a estrutura através dos eixos que passam pelo centro de rotação dos braços de carga. Neste componente, entretanto, haverá esforços internos de flexão e cisalhamento em virtude do torque imposto pelo cilindro e pelo torque de reação causado pelo cabo de aço.

5.3 Estrutura do veículo

A estrutura do veículo consiste principalmente de chapas de aço dobradas e soldadas, dividida em 4 módulos principais: módulo lateral esquerdo, módulo lateral direito, tanque traseiro hidráulico e tanque dianteiro diesel. Os módulos laterais são conectados através dos tanques na parte frontal e dianteira, e de uma estrutura de sustentação na porção central do veículo, que também possui a função de suporte estrutural para o motor, cabine do motorista e demais componentes mecânicos do sistema de transmissão, direção, freio, sistemas hidráulico e pneumático.

Através dos desenhos em CAD da estrutura, desenhou-se um modelo tridimensional do veículo para análise e posteriormente este modelo foi inserido no *software* de CAE (*computed aided engineering*) para geração da malha, aplicação das condições de contorno e dos carregamentos.

Utilizando os dados coletados em campo e no acervo técnico da empresa, que inclui informações originais do fabricante do veículo, as condições importantes para determinar os carregamentos impostos à estrutura puderam ser estabelecidas. Estes dados, bem como dos carregamentos estimados em cada ponto de solicitação, estão detalhados na Tabela 1.

Tabela 1 – Carregamentos impostos à estrutura do veículo industrial

Parâmetro	Valor	Unidade
Massa total do veículo (sem motor)	15.000	kg
Massa do motor Scania	1.000	kg
Massa máxima transportada pelo veículo	22.000	kg
Massa bruta total	38.000	kg
Força peso máxima	373	kN
Nº de pontos de ancoragem da carga	4	
Força peso por ponto de ancoragem	91	kN
Força peso relativa ao motor Scania	9,8	kN

A principal informação a ser extraída destes dados é força peso por ponto de ancoragem na estrutura. Este dado será inserido diretamente na simulação por MEF para determinar se a estrutura projetada está adequada ou não. Embora a capacidade nominal do veículo seja de 20 toneladas, é padrão realizar o carregamento de até 22 toneladas em um cavalete de transporte, valor acima do recomendando pelo fabricante. Outra informação importante é que a carga máxima transportada pelo veículo é maior que o próprio peso, sendo que a massa do conjunto total carregado chega próximo das 40 toneladas. Por fim, o peso ocasionado pelo motor diesel Scania será aplicado de maneira individual, em virtude deste estar posicionado fora do centro de gravidade do veículo.

5.4 Consumo de combustível e rodagem anual

Os cinco veículos em utilização atualmente possuem equipamento de telemetria, que permite a aquisição de dados de horas trabalhadas, distância percorrida e histórico de abastecimentos de cada veículo. Para a extração destes dados, foi considerado o ano de 2019 e o resumo das informações contidas no sistema pode ser visualizado na Tabela 2.

Tabela 2 – Informações extraídas do sistema de telemetria dos veículos

Veículo	Horas trabalhadas (h)	Distância (km)	Combustível (L)
CP41	643,3	4842,0	6065,9
CP42	3563,7	6005,6	16143,4
CP43	1319,5	3593,2	12271,7
CP45	3410,9	9106,4	26809,8
CP46	2160,8	10020,9	24093,3
Total	11098,2	33568,1	85384,1

A partir destas informações, pôde-se calcular parâmetros adicionais importantes para determinar a eficiência geral de cada veículo, como o consumo de combustível por distância percorrida, o consumo por hora trabalhada ou ainda a velocidade média de cada veículo. Tais informações estão descritas na Tabela 3.

Tabela 3 – Informações extraídas do sistema de telemetria dos veículos

	Velocidade média (km/h)	Consumo de combustível (L/km)	Consumo horário combustível (L/h)
CP41	7,5	1,3	9,4
CP42	1,7	2,7	4,5
CP43	2,7	3,4	9,3
CP45	2,7	2,9	7,9
CP46	4,6	2,4	11,2
Média	3,0	2,5	8,5
Sennebogens	-	-	17,71
Carregadeiras	-	-	5,97

Estes dados evidenciam o altíssimo consumo de combustível deste tipo de veículo, em virtude de sua alta capacidade de carga e peso bruto total. Além destes fatores, outro forte influenciador é a rotina constante de aceleração e desaceleração para acessos aos pavilhões e nos momentos onde há carregamento ou descarregamento dos feixes de barras.

Outros veículos do parque fabril também possuem a mesma tecnologia de telemetria e, como comparativo, os veículos do tipo Sennebogens, utilizados para manusear sucata através de sua agarradeira hidráulica, apresentaram um consumo três vezes superior ao dos carros pórtico para o mesmo período avaliado. O veículo do tipo carregadeira apresenta um consumo ligeiramente menor, com cerca de 6 litros de combustível por hora de operação.

O boletim trimestral de preços e volumes de combustíveis do quarto trimestre de 2019, elaborado pela Agência Nacional do Petróleo, informa os preços nacionais dos principais combustíveis comercializados no país. A partir destas duas fontes de dados, pode-se estimar o montante gasto no ano de 2019 em abastecimento de carros pórtico. Para fins de cálculo, foi adotado um preço médio do diesel S500, no ano considerado, de R\$3,60 por litro. Ao multiplicar-se os valores de preço médio do Diesel pelo consumo total dos veículos, chega-se ao montante estimado de R\$307.382,75 gastos em 2019 nos abastecimentos destes equipamentos.

Tendo em vista o mercado extremamente competitivo dos dias atuais, onde muitas vezes o fornecedor escolhido pelo cliente é o que apresenta a melhor proposta comercial, qualquer redução dos custos operacionais é desejável, pois traduz-se em receita adicional para a instituição. Outro ponto desejável na redução do consumo de combustíveis fósseis é atender a legislações vigentes e contribuir cada vez menos para a emissão de gases poluentes.

5.5 Modelo CAD tridimensional

Através dos desenhos bidimensionais disponíveis no acervo de documentos técnicos, construiu-se um modelo tridimensional em *software* de CAD para a posterior análise por elementos finitos. A estrutura modelada é detalhada na Figura 3.

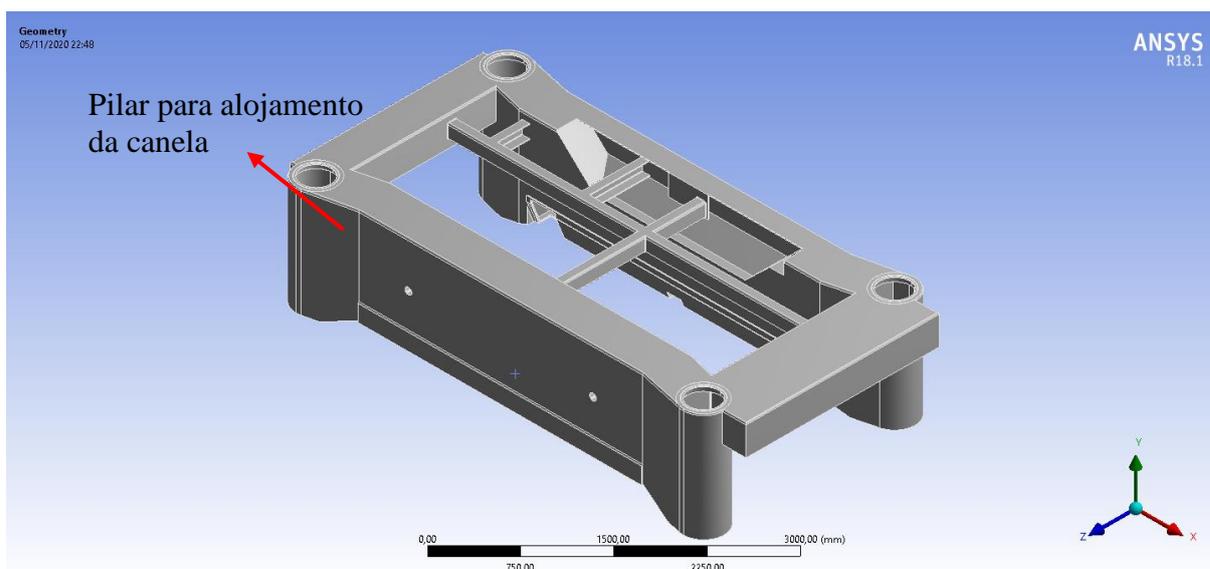


Figura 3 – Estrutura modelada em *software* CAD.

Construída a partir de múltiplas chapas de aço estrutural com espessura de 3/8", pré-fabricadas e soldadas, complementada por alguns elementos de perfil estrutural do tipo "C", com 160mm de altura e 100mm de largura, a estrutura serve como alicerce para todos os componentes dos subsistemas e transfere todo o esforço para os quatro pilares que alojam as canelas, elementos responsáveis por conectar a estrutura às rodas do veículo.

O corpo dos módulos laterais esquerdo e direito é predominantemente oco, para alojar os braços de carga, os componentes do sistema de içamento e os componentes hidráulicos. Os módulos frontal e traseiro alojam fluidos de combustível e do sistema hidráulico, portanto são estanques.

Algumas simplificações foram feitas no modelo para facilitar a análise pelo *software* CAE e permitir o emprego de menor recurso computacional. Uma destas simplificações envolveu a importação de apenas um corpo sólido para análise por MEF, isso se deve pelo fato de simulações com múltiplos corpos exigirem restrições de contato entre as superfícies e, por este tipo de interação exigir grande recurso computacional, optou-se por unir todos os corpos do modelo CAD.

Outra simplificação feita foi a adição de raios de concordância em todas as interfaces entre superfícies para minimizar o efeito de concentradores de tensão no modelo. Primeiramente pelo fato de todas as interfaces serem soldadas, então naturalmente existe uma suavidade na interface e, pois, sabe-se, a partir de relatos de mantenedores envolvidos nos processos de reparo, que as regiões de interesse mais afetadas pelos concentradores de tensão no modelo (regiões internas

superiores, que possuem ângulos muito agudos de junção das chapas) não são as regiões mais afetadas na prática (porções inferiores).

5.6 Modelo CAE com condições de contorno e carregamentos

Em posse do modelo tridimensional, a geometria foi importada para o *software* CAE e as condições de contorno e os carregamentos foram inseridos para representar o problema físico. A Figura 4 ilustra a aplicação destas cargas e condições.

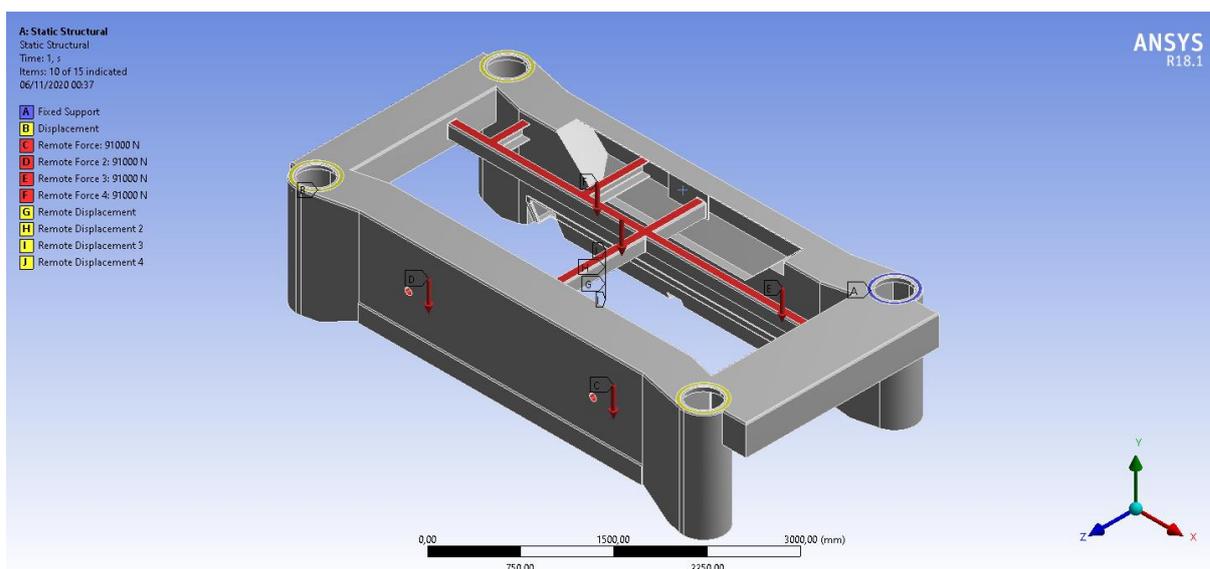


Figura 4 – Condições de contorno e carregamentos da estrutura.

Em cada um dos quatro mancais de rotação dos braços de carga (dois em cada módulo lateral), foi aplicada uma força equivalente à 91kN no sentido negativo do eixo Y, representando a força peso para cada um dos pontos de ancoragem. Simulando a condição do motor Scania suportado pela estrutura de perfis “C”, aplicou-se um carregamento distribuído de 9,8kN em toda superfície do arranjo.

Nas superfícies superiores dos pilares foram aplicadas as condições de contorno do modelo, sendo três pilares com restrição de deslocamento apenas na direção Y e um deles com restrição de engaste, para restringir as rotações e deslocamentos em todos os sentidos (representado pela cor azul na Figura 4). Por fim, as rotações nos eixos X e Y foram definidas como zero para as superfícies de deslizamentos dos mancais, para simular uma condição de pino rígido passante entre os dois pontos de apoio e manter o alinhamento entre as superfícies cilíndricas no eixo Z.

As propriedades mecânicas do material adotado foram 200GPa para o módulo da elasticidade, coeficiente de Poisson de 0,26, tensão de escoamento de 250MPa e densidade de 7850kg/m³.

5.7 Malha

A malha utilizada nas análises é constituída por elementos tetraédricos quadráticos com 10 nós cada (TET10) e foi gerada a partir do próprio *software* CAE. Compreendendo 153.877 elementos e 268.851 nós, a malha utilizada no modelo está ilustrada na Figura 5.

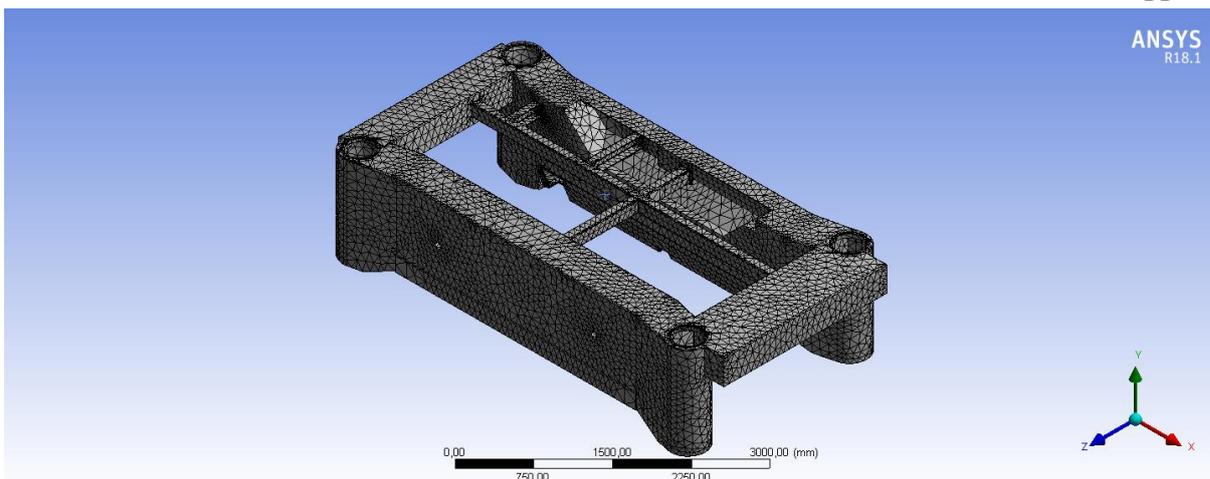


Figura 5 – Malha tetraédrica com cerca de 154 mil elementos.

A malha tetraédrica foi escolhida por apresentar maior versatilidade em geometrias complexas e pela menor distorção apresentada pelos elementos ao encontrar fortes mudanças de direção no modelo geométrico.

5.8 Otimização topológica

O modelo CAE foi utilizado como base em um algoritmo próprio do *software* para otimização topológica de corpos sólidos. Para tal análise, foi necessário determinar a região de design, as regiões de exclusão, a função objetivo e o critério de convergência.

As regiões de exclusão são os corpos, arestas ou faces que deseja-se manter inalterado. Esta restrição geralmente é imposta em todas as superfícies que possuem algum carregamento ou condição de contorno imposta, para manter a originalidade do problema. No caso da análise deste trabalho, cujo modelo possui 1170 faces, 101 foram selecionadas como região de exclusão, sendo a maioria delas por possuir alguma função de suporte para componentes indispensáveis, como no caso da chapa superior que aloja toda a plataforma da cabine, ou, como no caso dos tanques de combustível e óleo hidráulico, por necessitarem ser contínuos para garantir a contenção dos fluídos. A Figura 6 ilustra as condições impostas na otimização topológica.

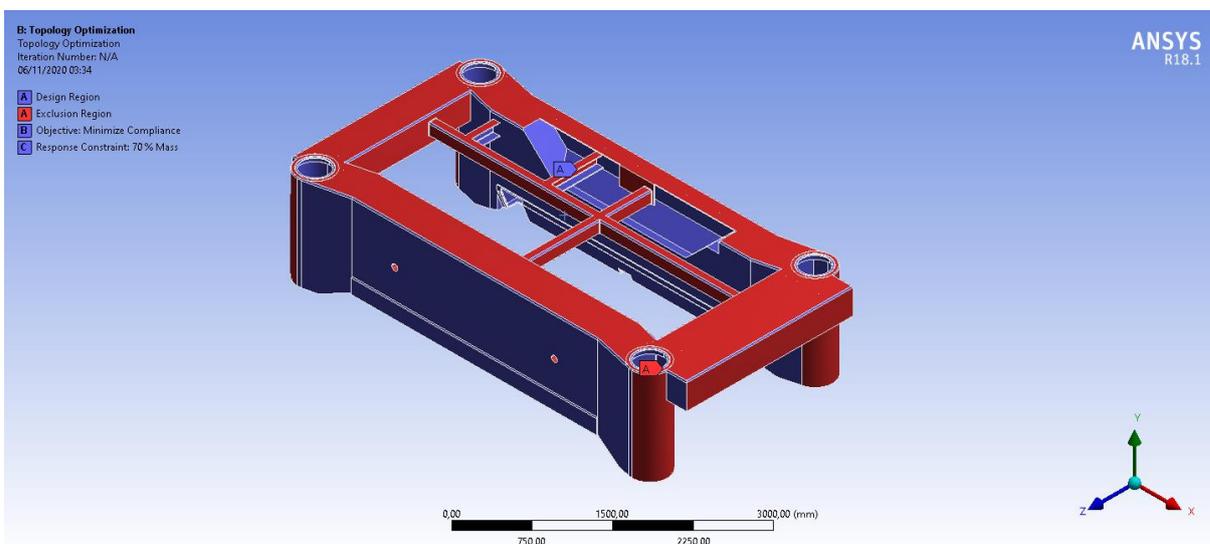


Figura 6 – Condições da otimização topológica aplicada ao modelo.

A região de análise é composta por todos os corpos que deseja-se realizar a otimização topológica, ou seja, a região onde o *software* irá executar a análise. No caso de haver mais corpos no modelo, poder-se-ia optar por realizar a otimização em apenas um ou sequencialmente em cada um dos corpos do modelo.

A função objetivo escolhida foi de minimizar a conformidade estrutural (maximizar a rigidez da estrutura), com o objetivo de redução de 30% da massa. Outro critério de parada adotado foi o de número de iterações, para evitar que o tempo computacional investido seja demasiado. Neste trabalho, o número máximo de iterações adotado foi 5.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1 Análise estrutural

Os resultados da análise estrutural são apresentados nas Figuras 7 e 8.

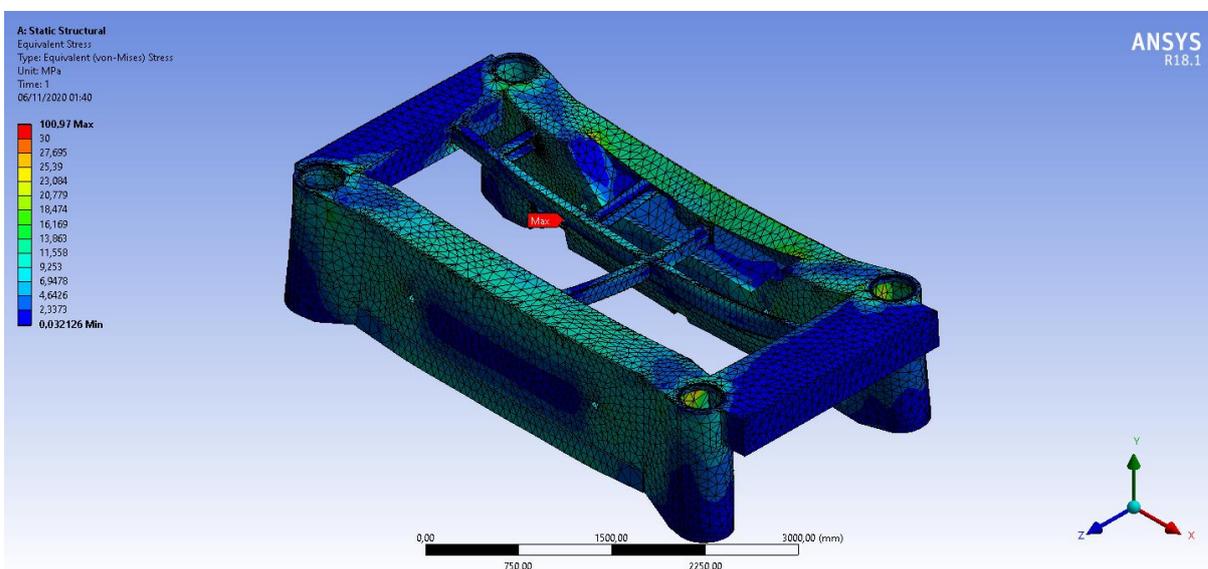


Figura 7 – Vista isométrica do resultado da simulação estrutural.

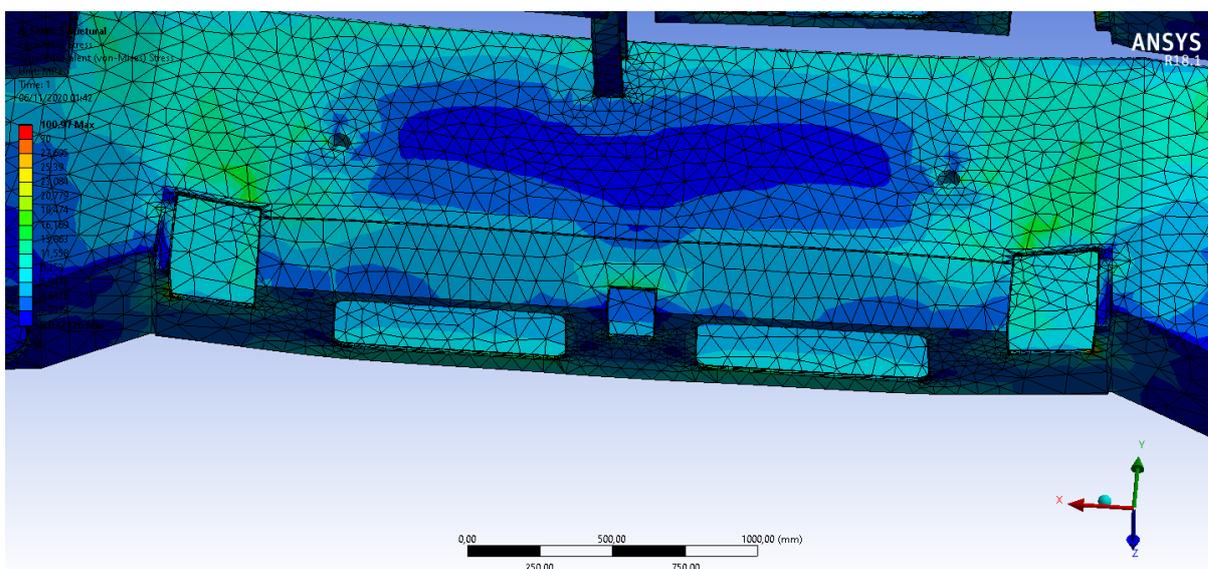


Figura 8 – Vista inferior (detalhe dos rasgos) do resultado da simulação estrutural.

Analisando-se as Figuras 7 e 8 de maneira geral, percebe-se como as tensões encontradas no modelo são relativamente baixas considerando a tensão de escoamento do material. Levando em conta os carregamentos e as condições de contorno impostas, a tensão na maioria dos pontos não chega a 30 MPa de ordem de magnitude, evidenciando a robustez do projeto original do veículo, que mesmo para cargas transportadas maiores que sua própria massa, consegue manter a rigidez. Outro fator importante é a distribuição de cargas ao longo da estrutura, que, embora seja bem dispersa (evitando assim a formação de concentradores de tensão) possui alguns locais mais propensos a tensões mais elevadas.

Locais como a junção entre os tanques frontal e traseiro e os módulos laterais tendem a ter tensões mais elevadas justamente por serem responsáveis por restringir a rotação dos módulos laterais, evitando que a estrutura toda colapse para dentro, evidenciado na Figura 7. A porção inferior, que possui os rasgos para o eixo guia e os cabos de aço que conectam na elevação de carga também possuem acumulo de tensões principalmente fletoras, pois impedem que o módulo flexione sob a aplicação da carga, acentuado pelos concentradores de tensão provenientes dos rasgos.

Vale ressaltar que este comportamento apresentado pelo modelo de elementos finitos está de acordo com o encontrado em campo e estes pontos são os principais candidatos a falhas quando o equipamento fica em operação por um período de tempo suficiente.

6.2 – Otimização topológica

Os resultados da otimização topológica estão ilustrados nas Figuras 9, 10 e 11.

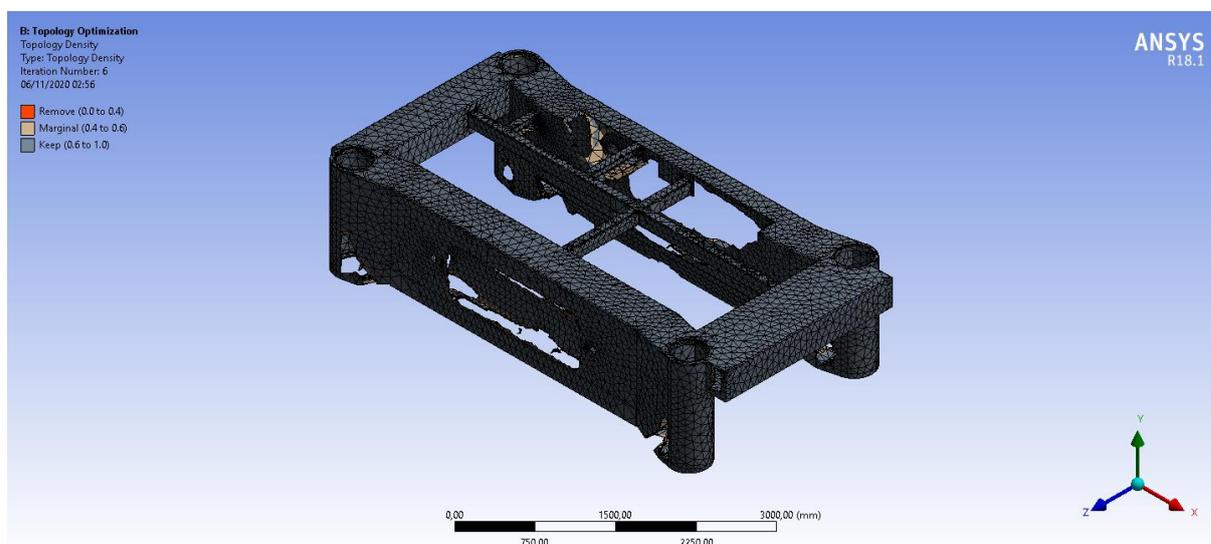


Figura 9 – Geometria final após rotina de otimização topológica.

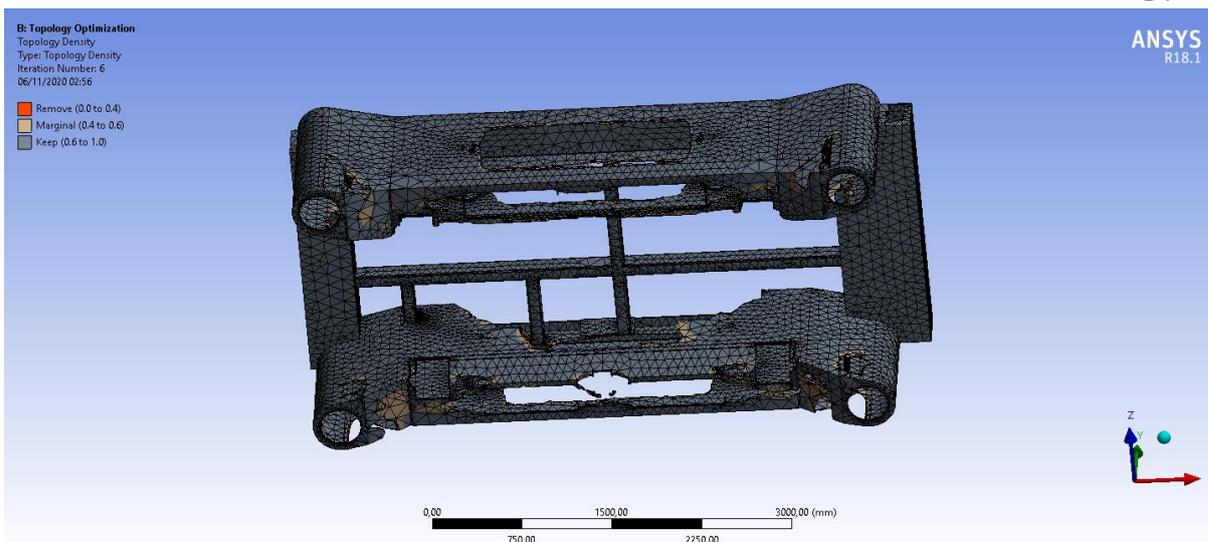


Figura 10 – Vista inferior da geometria final otimizada.

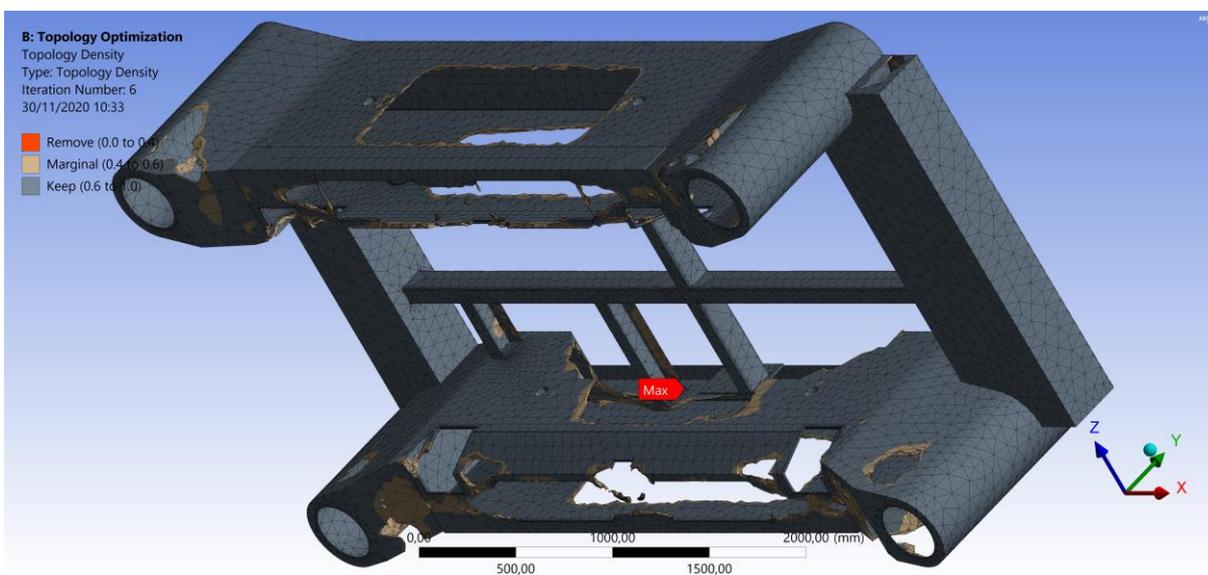


Figura 11 – Detalhe dos furos e aberturas laterais

Os resultados da otimização topológica conferem com as informações extraídas da análise estrutural, pois a maior oportunidade em redução de massa encontra-se onde as tensões são mais baixas, no centro dos módulos laterais principalmente e na porção inferior. Este cenário é ideal pois também permitiria a facilidade dos processos de manutenção nos componentes internos do veículo, reduzindo tempo de interrupção para manutenção.

O software realiza uma graduação de todos os elementos da estrutura, atribuindo uma nota de 0 a 1, onde existem três faixas: de 0 a 0,4 estão contidos os elementos que podem ser removidos sem grandes modificações à estrutura de acordo com a função objetivo, de 0,4 a 0,6 os elementos que podem ser removidos (os chamados elementos marginais), porém podem acabar impactando as tensões, deformações e deslocamentos na estrutura e de 0,6 a 1 são os elementos em que o software entende que não são possíveis de serem removidos sem grandes impactos nos resultados.

Com segurança, mantendo-se o coeficiente de retenção em 0,5, foi possível reduzir em 18,3% a massa da estrutura, o que representa 673kg dos 3676kg pré-análise. Tal modificação

mostrou-se satisfatória, oferecendo também janelas valiosas na lateral do veículo para inspeção e reparo.

Outros pontos também chamam a atenção, como na porção posterior dos pilares de sustentação, na parte interna e em todo o rebaixo para alojamento do motor, em um dos módulos laterais. Através dessa análise, evidencia-se que este rebaixo possui pouca função estrutural, sendo apenas uma cobertura e não um componente que agrega significativamente na rigidez do sistema.

7. CONCLUSÕES

Através deste trabalho, pode-se compreender melhor os efeitos das solicitações mecânicas em um veículo industrial do tipo carro pórtico, utilizado no transporte de cargas por vezes maiores que seu peso bruto vazio. O modelo foi capaz de simular o comportamento apresentado pelo veículo durante operação, embora as aproximações e simplificações na geometria tenham mascarado os efeitos dos concentradores de tensão nas áreas de interesse.

Através de otimização topológica evidenciou-se que existem oportunidades em termos de redução de massa do conjunto e, com isso, pode-se reduzir o consumo de combustível empregado na operação destes veículos, reduzindo o custo operacional.

Como sugestão para trabalhos futuros, recomenda-se desenhar de maneira mais fidedigna a estrutura, a fim de capturar todos os efeitos da geometria. Recomenda-se também estipular os componentes de maior massa e aplicar os carregamentos correspondentes na forma de cargas distribuídas nas áreas de suporte correspondentes. Outra oportunidade está em utilizar um modelo com malha mais refinada nas regiões de interesse para que as pequenas nuances do campo de tensões sejam capturadas com maior detalhe e a otimização topológica apresente resultados mais precisos. A última sugestão é de levar em consideração os efeitos dinâmicos do veículo em operação, que certamente impõem carregamentos elevados ao realizar curvas, acelerar e desacelerar, induzindo também fenômenos como da fadiga e possivelmente ressonância.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. **Informação e documentação — Trabalhos acadêmicos — Apresentação - ABNT NBR 14724 2011**, 2011.

Boletim trimestral de preços e volumes de combustíveis. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/arquivos/publicacoes/boletins-anp/btpvc/boletim-trimestral-4.pdf>>, acesso em 05/11/2020

Our History. Uma breve história da John Deere. Disponível em: <<https://www.deere.com/en/our-company/history/>>, acesso em 04/11/2020.

BENDSOE, M.P. **Optimal shape design as a material distribution problem.** Lungby, Denmark, 1989.

CANUTO, M. **Otimização Topológica de Estruturas Sujetas à Restrição de Frequência Natural Utilizando Programas Comerciais de CAE.** 2012. 25p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

FONSECA, J. **Introdução ao Método dos Elementos Finitos.** 2002. 9p.

JONES, A. **A Brief history of the plough.** The society of Ploughmen. South Yorkshire, UK, 2020. < <http://www.ploughmen.co.uk/about-us/history-of-the-plough>> acessado em 08/11/2020.

KRETSCHMER, A. **Otimização Topológica de Treliças com Restrição de Flambagem Linearizada.** 2014. 25 p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

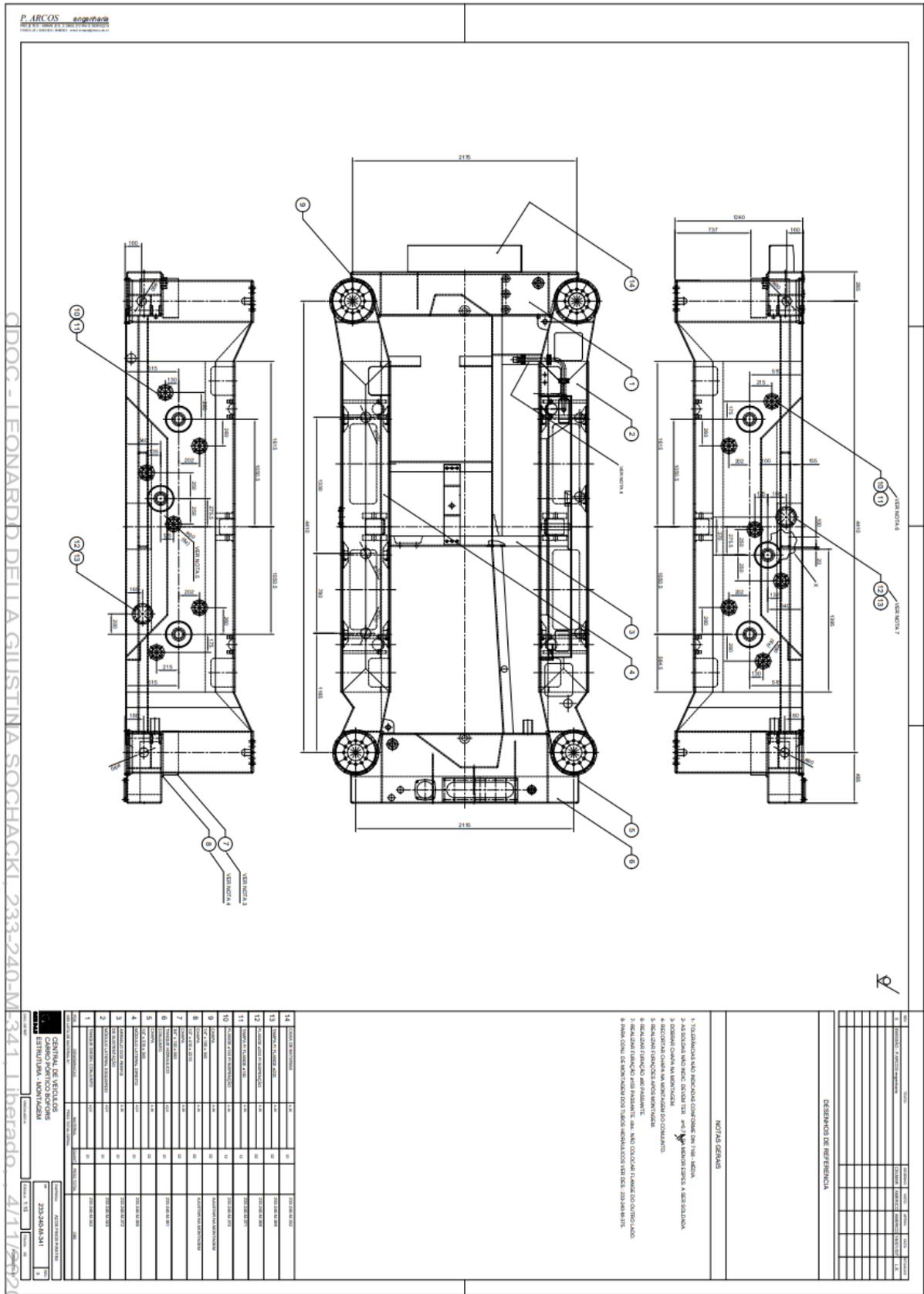
MOSMANN, R.M. **Otimização Topológica de Estruturas Contínuas Submetidas A restrições de Flexibilidade, Volume e Frequência.** 2003. 131 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.

SILVA, E. **Uma Formulação de Otimização Topológica com Restrição de Tensão Suavizada,** 2012. 86 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

SILVA, E.C.N. **Otimização Aplicada ao Projeto de Sistemas Mecânicos.** Apostila. Escola Politécnica da USP, 2003. Disponível em: < <https://pt.scribd.com/document/271278904/Otimizacao-Aplicada-Ao-Projeto-de-Sistemas-Mecanicos>> acesso em 27/09/2020.

SIMIONI, M.V. **Código Matlab para a Otimização Topológica de Mecanismos Flexíveis pela Abordagem de Maximização de Energia de Deformação.** 2013. 131p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ANEXO 1 – DESENHO 2D DA MONTAGEM DA ESTRUTURA



DOC - LEONARDD DELLA GIUSTINA SOCHACKI 233-240-1M

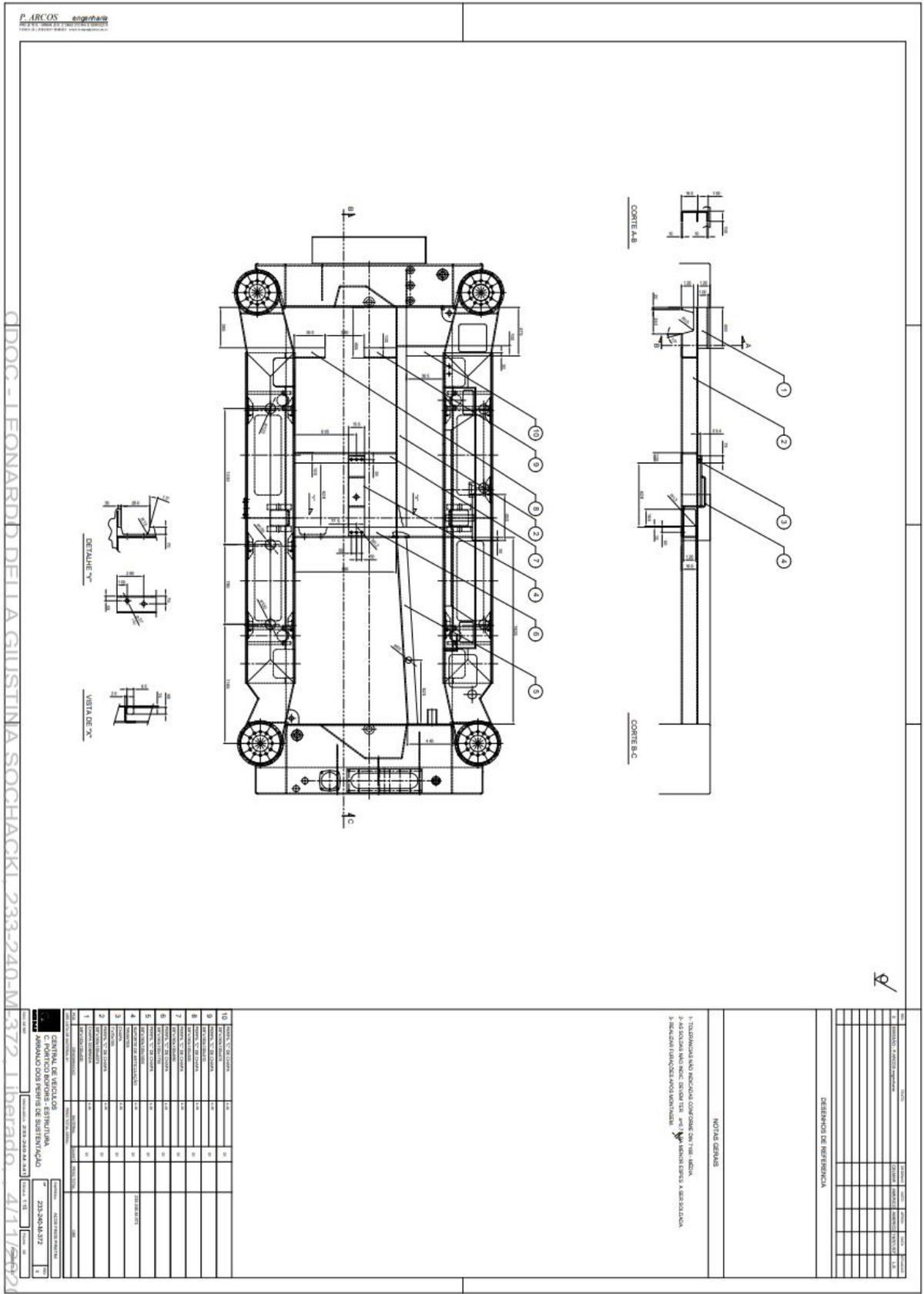
341 Liberado 4/11/2023

P-ARCOS *engenharia*
 Rua S. João, 111 - Centro - Curitiba - PR - Brasil
 Fone: (41) 3333-1111 - Fax: (41) 3333-1112
 E-mail: p-arcos@p-arcos.com.br

CENTRO DE VEÍCULOS
 CENTRO TÉCNICO DE VEÍCULOS
 ESTRUTURA - MONTAGEM

Projeto: 233-240-1M
 Data: 11/10/23

ANEXO 3 – DESENHO 2D DO ARRANJO DOS PERFIS DE SUSTENTAÇÃO



DOC - LEONARDO DELLA GIUSTINA SOCHACKI 233-240-M

372 Libarado 4/11/2020

ITEM	DESCRIÇÃO	QTD	UNID	VALOR	VALOR TOTAL
1	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00
2	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00
3	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00
4	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00
5	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00
6	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00
7	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00
8	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00
9	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00
10	PERFIL DE ALUMINIO	1	M	100,00	100,00

NOTAS GERAIS

- 1- TODAS AS DIMENSÕES SÃO EM MILÍMETROS.
- 2- AS DIMENSÕES SÃO EM MILÍMETROS.
- 3- SELECIONAR MATERIAIS E PROCESSOS DE FABRICAÇÃO.

DESENHOS DE REFERÊNCIA

CENTRAL DE VEICULOS
C. PONTÃO BAYONNE - ESTRUTURA
MONTAGEM DOS PERFIS DE SUSTENTAÇÃO

233-240-M-372