

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA

EDUARDO GABRIEL PRESENTE

ESTUDO DA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA EM PARTE DA
SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO COMERCIAL

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2018

EDUARDO GABRIEL PRESENTE

**ESTUDO DA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA EM PARTE DA
SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO COMERCIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada como requisito à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Eng. Laércio Javarez Júnior

PONTA GROSSA

2018



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Câmpus Ponta Grossa
Diretoria de Graduação e Educação Profissional
Departamento Acadêmico de Mecânica
Bacharelado em Engenharia Mecânica



TERMO DE APROVAÇÃO

ESTUDO DA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA EM PARTE DA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO COMERCIAL

por

EDUARDO GABRIEL PRESENTE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 4 de dezembro de 2018 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Laercio Javarez Junior
Orientador

Prof. Dr. Roger Navarro Verastegui
Membro Titular

Me. Eng. Gustavo Pertile Perini
Membro Titular

Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos TCC

**Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de
Carvalho**
Coordenador do Curso

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer minha família, pela educação, por todo o suporte que sempre me deram e por todas as oportunidades que me providenciaram.

Em segundo lugar, gostaria de agradecer minha namorada Raphaela Pacheco, por todas as noites que me fez companhia, pela atenção e cuidado e por me acalmar quando me exaltei por algum problema enfrentado enquanto redigia esse trabalho.

Gostaria de agradecer ao Prof. Dr. Eng. Laercio Javarez Junior pelas ideias e pela liberdade que a mim concedida.

Também gostaria de agradecer à equipe UTFalcon Aerodesign, por me ajudar a desenvolver as mais variadas habilidades, muitas delas utilizadas para a elaboração desse TCC.

Por último, mas não menos importante, gostaria de agradecer meus colegas pelo suporte na elaboração desse trabalho.

RESUMO

PRESENTE, Eduardo G. **Estudo da Otimização Topológica em Parte da Suspensão de um Veículo Comercial**. 2018. 46 folhas. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em engenharia mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2018.

Um dos maiores desafios de qualquer projeto de componentes mecânicos é concebê-los de tal maneira que o componente final seja leve e resistente. Para isso existem alternativas que vão desde a utilização de materiais especiais à otimização numérica. É aí que esse trabalho vem evidenciar que, um investimento maior no tempo de projeto preliminar, realizando otimizações guiadas por softwares comerciais gera resultados extremamente confiáveis e vantajosos. Tomando como exemplo o principal componente da suspensão de um veículo comercial, a técnica de otimização topológica e algumas considerações importantes acerca de ideias de design serão mostradas. Entretanto o objetivo não era criar uma nova ideia do zero, era aprimorar um design existente. Ao fazê-lo, foi possível reduzir a massa desse componente em cerca de 13%, mantendo não apenas algumas de suas características, mas também melhorando algumas delas.

Palavras-chave: Otimização Estrutural. Otimização Topológica. Elementos Finitos. Desenvolvimento de Produto. Veículos Comerciais.

ABSTRACT

PRESENTE, Eduardo G. **Study of Topological Optimization of a Commercial Vehicle's Suspension Part.** 2018. 46 pages. Completion of Course Work (Mechanical Engineering Bachelor) - Federal Technology University - Parana. Ponta Grossa, 2018.

One of the biggest challenges of any mechanical component design is how to conceive it in such a way that the final component is light and sturdy. For this, there are alternatives that range from the use of special materials to numerical optimization. Thus, this work aims to show that, a greater investment of time in the preliminary design, conducting optimizations guided by commercial software, generates extremely reliable and advantageous results. Taking as an example the main component of a commercial vehicle suspension, the topological optimization technique and some valuable considerations about design ideas are displayed. However, the goal was not to conceive a new idea from scratch, it was to improve a current design. By doing so, it was possible to reduce this said component's mass by around 13% while not only maintaining some of its traces, but also improving some of them.

Keywords: Structural Optimization. Topological Optimization. Finite Elements. Product Development. Commercial Vehicles

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Exemplo de Suspensão de Feixe de Molas	12
Figura 2 – Exemplos de Suspensões com Feixe Equalizador	13
Figura 3 – Suspensão Chalmers	14
Figura 4 – Suspensão Pneumática com Feixe de Mola	15
Figura 5 – Suspensão Pneumática do Tipo “Full-Air”	15
Figura 6 – Evolução do Modelo Matemático do MEF	17
Figura 7 – Exemplificação dos Métodos de Otimização Estrutural.....	19
Figura 8 – Exemplo de Otimização Paramétrica.	20
Figura 9 – Exemplo de Otimização de Forma	21
Figura 10 – Efeito da Penalização das Densidades dos Elementos	22
Figura 11 – Procedimento Típico do Projeto de uma Peça via OT.....	23
Figura 12 – Exemplo de Otimização Topológica	24
Figura 13 – Modelo Simplificado da Suspensão Pneumática.....	26
Figura 14 – Yoke.....	28
Figura 15 – Local de Aplicação de Esforços no Modelo de Simulação da Suspensão com seus Respective Graus de Liberdade (DOF)	29
Figura 16 – Yoke e Interface Eixo-Yoke.....	31
Figura 17 – Interface com Evidência à Região de Contato com o Eixo.....	31
Figura 18 – Modelo de Elementos Finitos do Yoke e os Pontos de Aplicação de Esforços	32
Figura 19 – Modelo Simplificado do Yoke e Interface para a OT	34
Figura 20 – Modelo de Elementos Finitos para a OT	35
Figura 21 – Densidades dos Elementos ao Longo do Processo de OT	37
Figura 22 – Vista Trimétrica do Primeiro Resultado	38
Figura 23 – Vista Frontal do Primeiro Resultado.....	39
Figura 24 – Vista Superior do Segundo Resultado	39
Figura 25 – Proposta de Design do Yoke.....	40
Figura 26 – Ciclo de Criação do Design do Yoke.....	40
Figura 27 – Deformações no Ponto N60, Peça Otimizada.....	41
Figura 28 – Deformações no Ponto N70, Peça Otimizada.....	41
Figura 29 – Deformações do Ponto N60, Peça Original.....	42
Figura 30 – Deformações do Ponto N70, Peça Original.....	42
Figura 31 – Comparativo das Deformações da Região do Estabilizador	43

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	8
2 OBJETIVOS	10
2.1 OBJETIVOS GERAIS	10
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	10
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
3.1 SUSPENSÃO VEICULAR.....	11
3.1.1 Suspensão com Feixe de molas	12
3.1.2 Suspensão com Feixe equalizador.....	13
3.1.3 Suspensão com Bloco de Borracha e Barra de Torsão	13
3.1.4 Suspensão Pneumática	14
3.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	16
3.3 MODELO DE OTIMIZAÇÃO	18
3.3.1 Otimização Paramétrica.....	20
3.3.2 Otimização de Forma.....	21
3.3.3 Otimização Topológica (OT)	21
3.3.3.1 Equacionamento do Problema de OT	24
4 METODOLOGIA.....	26
4.1 ANÁLISE PRÉ OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA.....	30
4.2 MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA	33
4.3 ANÁLISE PÓS OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA	36
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	37
6 CONCLUSÃO.....	44
REFERÊNCIAS.....	45

1 INTRODUÇÃO

O advento da computação trouxe diversas ferramentas para auxiliar os projetos de engenharia, tais como o CAD (Computer Aided Design), o CAE (Computer Aided Engineering) etc. Tudo isso com o intuito de melhorar o desempenho dos projetos, tornando-os mais ágeis e confiáveis, fornecendo dados significativos para sustentar as mais variadas análises.

O CAD é a evolução do desenho técnico para o mundo digital, pois permite ampliar de forma relevante as possibilidades dos sistemas tradicionais de desenho e cuja principal vantagem está na rapidez com que permite efetuar modificações no design, ao contrário do que acontecia quando eram realizados em papel (NUNES, 2004). Além da criação de desenhos, o CAD é utilizado para a elaboração de modelos tridimensionais.

Com base nos modelos tridimensionais fornecidos pelas ferramentas CAD, o CAE, com auxílio de simulações numéricas para dar suporte ao desenvolvimento de produtos, simula o comportamento de determinado componente como se estivesse em uma aplicação real, basicamente, uma criação virtual de protótipos. Para isso, esses programas utilizam o Método dos Elementos Finitos (MEF, ou em inglês *Finite Element Method*, FEM), o qual consiste em um modelo matemático de discretização para fazer as mais variadas análises dadas as condições de contorno (esforços, restrições, materiais, contatos com outros componentes, interações com o meio, etc.).

Segundo Tizzard (1994), o CAE pode ser utilizado na elaboração de um projeto para avaliar a funcionalidade, encaixe e design de um produto com a possibilidade de alteração para que as necessidades sejam atendidas, reduzindo o tempo gasto com cálculos e com a construção de protótipos. Um exemplo disso, da utilização de ferramentas CAE, foi o lançamento do Boeing 777, cuja elaboração virtual de protótipos permitiu fabricar virtualmente o novo produto, garantindo que centenas de milhares de componentes se ajustassem perfeitamente e que eventuais problemas de design fossem corrigidos antes da fabricação definitiva do avião (NUNES, 2004).

Além do CAD e da simulação por elementos finitos (EF), alguns softwares CAE possuem algumas ferramentas de otimização numérica, guiadas ou não por análises via elementos finitos (ou em inglês *Finite Element Analysis*, FEA). Um

exemplo de otimização que não é diretamente dependente de FEA, é a otimização paramétrica, que consiste em alterar diversos parâmetros geométricos para determinar a melhor geometria de determinado componente sob determinada condição de contorno. Já a respeito das otimizações com base em FEA, são alguns exemplos a otimização topológica e a topográfica, as quais dependem diretamente do comportamento das tensões, ou deformações, ou frequência natural, ou qualquer outro parâmetro analisado, internas ao componente, a fim de “traçar” a melhor geometria, dadas as condições de contorno, garantindo o melhor desempenho do produto final.

Com o intuito de se manter competitiva no mercado brasileiro, a companhia sedente da proposta abordada nesse trabalho (que será chamada de Empresa por motivos de sigilo industrial), discutiu internamente acerca da possível utilização em seus veículos, da suspensão a ar que hoje é utilizada na Europa. Contudo, o design europeu, apesar de eficaz e atender os requisitos de lá e possivelmente os daqui, é antigo. Logo surgiu a possibilidade da criação de um design propriamente brasileiro: mais leve, resistente e, portanto, eficiente. A maneira de satisfazer esses requisitos é a partir de uma otimização. Entretanto, otimizar todos os componentes da suspensão seria extremamente complexo e demorado, por isso foi escolhido apenas um deles, o *Yoke*, que é a peça que interliga as bolsas de ar, o amortecedor, os estabilizadores e o eixo. A seguir será mostrada como é construída uma suspensão, com enfoque em veículos comerciais e em particular como é a suspensão pneumática utilizada nos veículos da Empresa.

Então, alguns objetivos foram traçados para que se fosse realizada a otimização do *Yoke*. A seguir estão explicados esses objetivos.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVOS GERAIS

Criar um novo design (desenho), com auxílio de um software de otimização topológica, para a suspensão em questão, mantendo sua resistência mecânica igual, ou próxima, à do componente original reduzindo a quantidade de material utilizado.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analisar o componente da suspensão para entender o seu estado de tensão-deformação.
- Criar um modelo para executar as rodadas de otimização.
- Aperfeiçoar o design proveniente do software de otimização topológica para atender os requisitos do projeto e alguns requisitos de fabricação.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente trabalho, tendo como base o Método dos Elementos Finitos, trata de um problema de otimização estrutural, portanto as seções seguintes tratam especificamente desses assuntos, assim como de uma breve introdução à suspensão veicular e a apresentação da configuração do modelo utilizado como base.

3.1 SUSPENSÃO VEICULAR

A suspensão de um veículo é responsável por dar suporte ao chassi, ou estrutura, ela age como um meio intermediário entre o eixo e as rodas (BENNETT, 2009). São as funções primárias de um sistema de suspensão, segundo Gillespie (1992):

- Prover uma elasticidade vertical para que as rodas possam acompanhar o calçamento desnivelado, isolando o chassi da imperfeição do solo;
- Manter as rodas no sentido adequado em relação a superfície do calçamento;
- Reagir as forças de controle produzidas pelos pneus – forças longitudinais (aceleração e frenagem), laterais (curvas) e os torques de frenagem e de direção;
- Resistir à rotação do chassi;
- Manter os pneus em contato com o solo com o mínimo de variação nas cargas.

As propriedades de uma suspensão são importantes para a dinâmica do veículo, em um primeiro momento na análise cinemática, como é seu comportamento e suas respostas às forças e momentos que ela transmite das rodas ao chassi.

Segundo Gillespie (1992), as suspensões acabam caindo em dois grupos distintos: eixos rígidos e eixos independentes. Cada grupo com suas particularidades e diferentes funcionalidades. Visto que as aplicações que envolvem veículos comerciais muitas vezes requerem eixos rígidos, justamente por suportarem maiores cargas.

Segundo Bennett (2009), para veículos comerciais os sistemas de suspensão podem ser divididos em quatro categorias:

- Feixe de molas;
- Feixe equalizador: feixe de molas e mola de borracha rígida;
- Bloco de borracha e barra de torsão;
- Mola pneumática: puramente pneumática e combinação ar/feixe de mola.

3.1.1 Suspensão com Feixe de molas

O feixe de molas é composto por várias lâminas, várias “chapas”, geralmente de aço (no caso são utilizadas ligas especiais para tal aplicação), empilhadas uma sobre as outras. São usadas desde os primórdios da indústria automobilística (BENNETT, 2009). A Figura 1 mostra um exemplo de uma suspensão de feixe de molas.

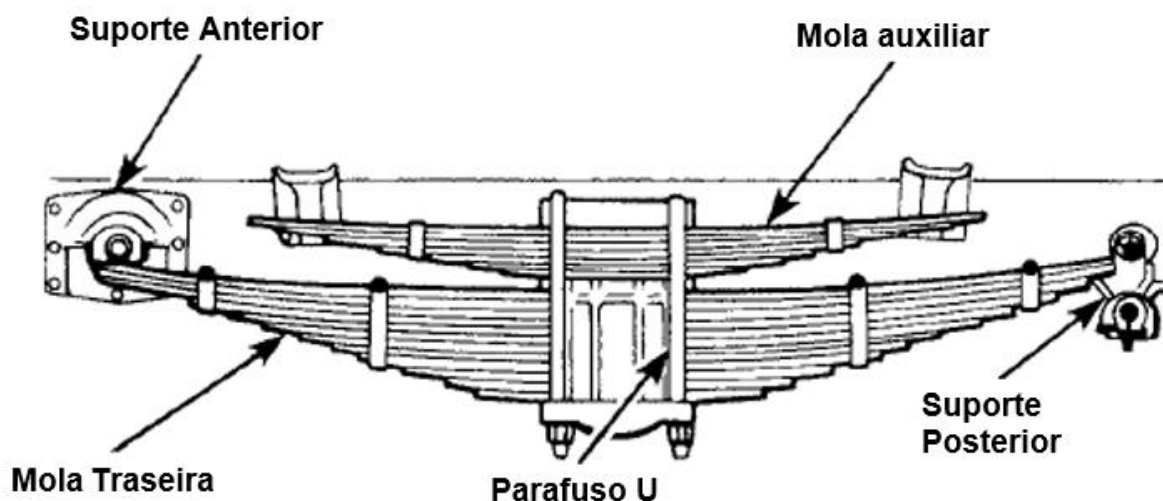


Figura 1 – Exemplo de Suspensão de Feixe de Molas
Fonte: Adaptado de Bennett (2009)

O projeto de uma mola de feixes é feito de tal maneira, que a tensão ao longo da mola é constante, por isso elas acabam tendo a forma de um “diamante”, também conhecida como semi-elipse, como ilustrado na Figura 1.

3.1.2 Suspensão com Feixe equalizador

São suspensões geralmente utilizadas em eixos tandem (eixos próximos um do outro alinhados no mesmo sentido) de veículos voltados a aplicações com elevadíssima severidade. O feixe equalizador rotaciona em torno de um ponto de pivotamento permitindo um balanceamento entre as cargas de cada um dos eixos ainda que mantendo o contato dos pneus com o solo. São utilizados dois tipos: com feixe de molas ou com borracha. A Figura 2 mostra esses dois modelos e seus respectivos componentes.

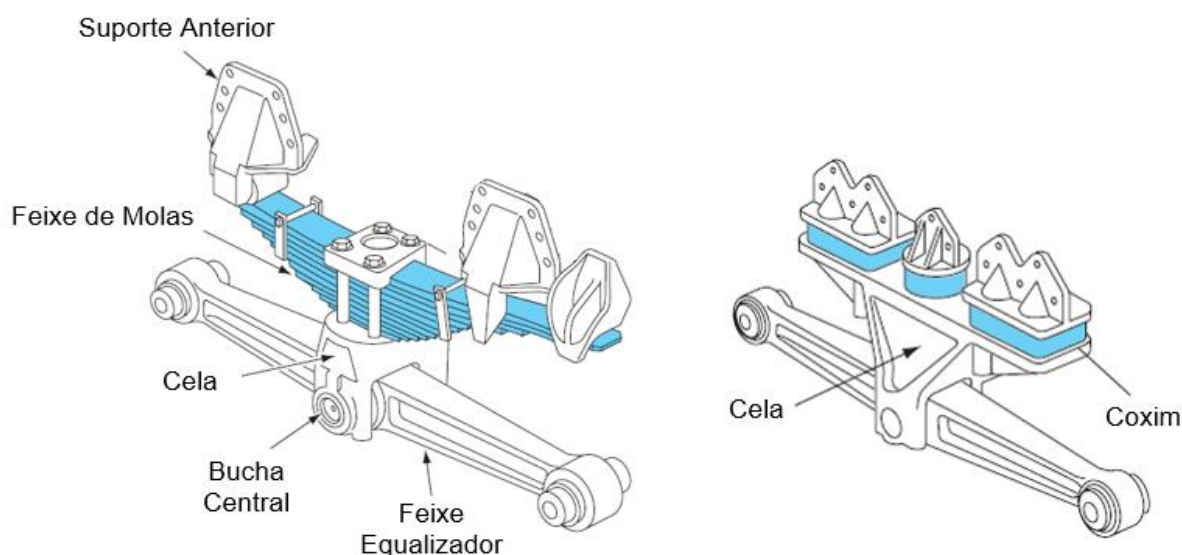


Figura 2 – Exemplos de Suspensões com Feixe Equalizador
Fonte: Adaptado de Bennett (2009)

Como pode ser visto na Figura 2, esses dois tipos de suspensão diferem apenas no substrato que transfere as cargas ao chassi. Quando as cargas são muito elevadas, os coxins de borracha substituem os tradicionais feixes de molas.

3.1.3 Suspensão com Bloco de Borracha e Barra de Torsão

São geralmente utilizadas em suspensões com feixe equalizador com molas de borracha, pois, segundo Bennett (2009), esse tipo de suspensão tem algumas vantagens especiais para veículos que precisam rodar em terrenos severos (fora de

estrada sem pavimentação) e precisam também trafegar na estrada. A Figura 3 mostra a suspensão Chalmers, assim conhecida.

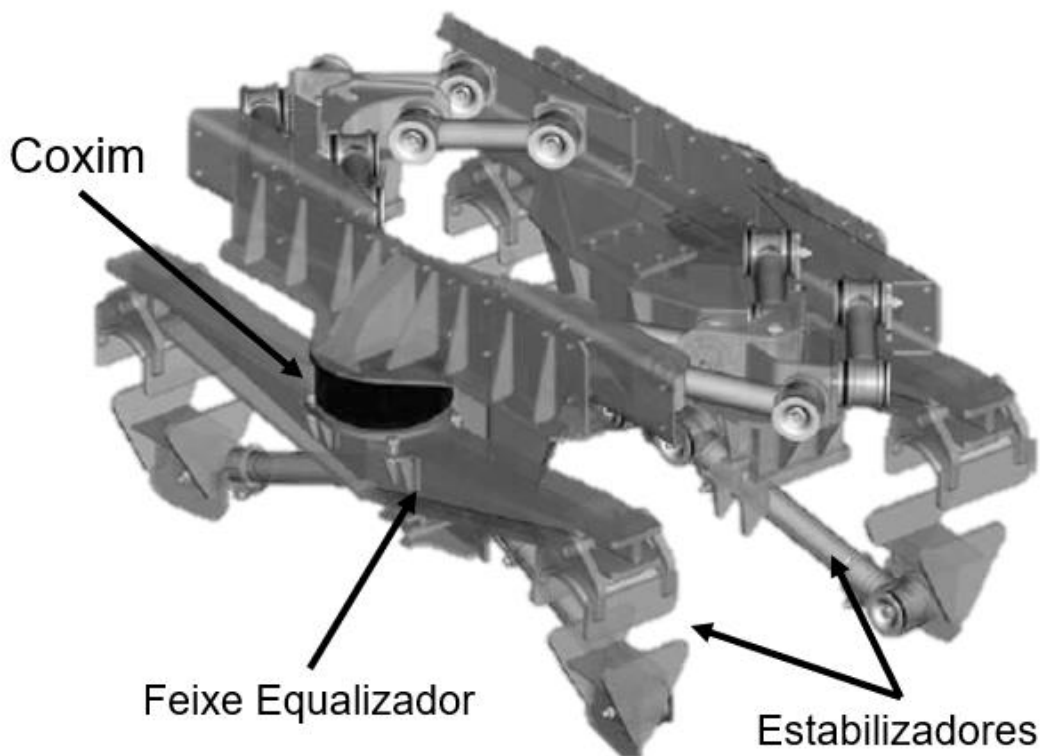


Figura 3 – Suspensão Chalmers
Fonte: Adaptado de Bennett (2009)

A princípio são muito parecidas a suspensão Chalmers e as suspensões de feixe equalizador, a diferença está na utilização de barras de estabilizadoras para amenizar a torção do chassi.

3.1.4 Suspensão Pneumática

O princípio de funcionamento de uma suspensão pneumática é o mesmo de uma suspensão com feixe de molas. A diferença está justamente na mola, que, nesse caso, é uma bolsa de ar comprimido. Esse tipo de suspensão pode ser puramente pneumático ou pode ser uma combinação entre pneumático e feixe de mola. A Figura 4 traz um exemplo de uma suspensão mista: bolsa de ar e mola mecânica, conhecida como suspensão pneumática “*air-link*”.

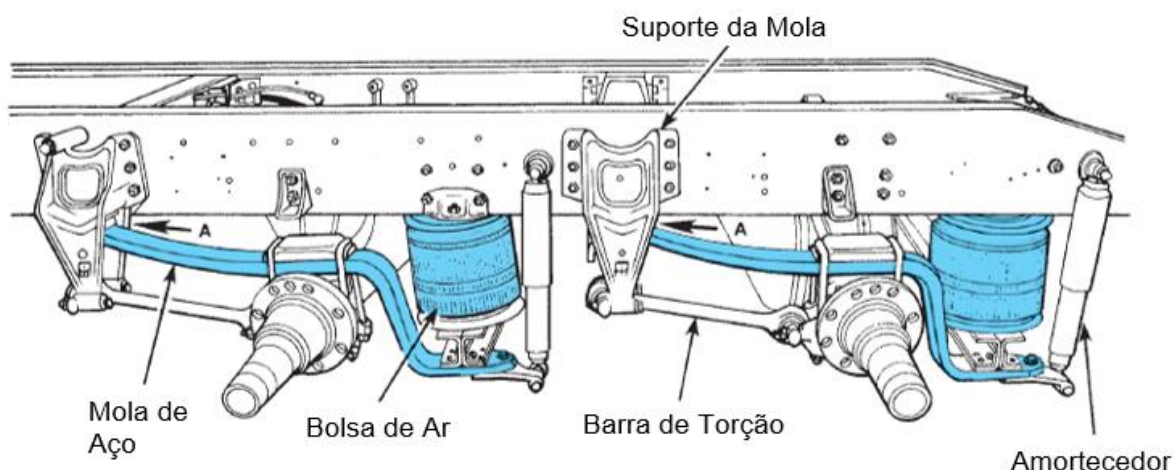


Figura 4 – Suspensão Pneumática com Feixe de Mola
Fonte: Adaptado de Bennett (2009)

A Figura 5 traz como exemplo uma outra possível configuração para uma suspensão pneumática. Nesse caso são utilizadas duas bolsas de ar, por isso também, essa configuração, a qual é utilizada pela Empresa, é conhecida por suspensão pneumática “full-air”.

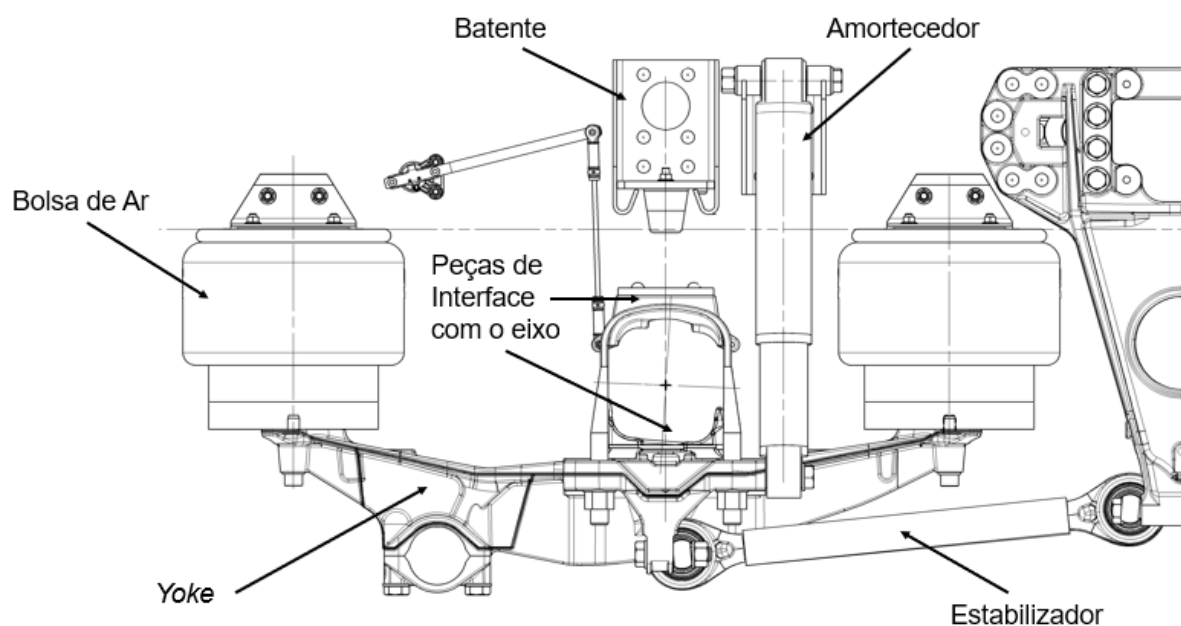


Figura 5 – Suspensão Pneumática do Tipo “Full-Air”
Fonte: Empresa

As duas bolsas de ar implicam na existência do *Yoke*, pois é necessário que ambas estejam conectadas ao eixo de alguma maneira. Enquanto que nas suspensões com apenas uma bolsa de ar, esse componente não existe.

Como todo projeto de engenharia, cálculos são necessários para a validação do mesmo. O dimensionamento de uma suspensão também está sujeito a isso, seja para estimar a quantidade de lâminas de uma mola, selecionar um amortecedor ou verificar a estabilidade de um veículo. Sendo a suspensão um sistema, algumas simplificações podem ser razoáveis, porém, as vezes são necessários cálculos a nível de componente. Em muitos dos casos a geometria do componente pode ser um fator que dificulta muito o processo manual de cálculo estrutural. Sendo assim, desde a década de 50, os engenheiros e matemáticos começaram a bolar estratégias para lidar com o cálculo estrutural envolvendo geometrias complexas. Assim nasceu o Método dos Elementos Finitos, que será abordado na seção a seguir.

3.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Também conhecido como MEF, ou FEM (em inglês *Finite Element Method*), o método dos elementos finitos foi introduzido pelos engenheiros aeronáuticos Turner, Argyris e Associados, na segunda metade da década de 50, partindo da análise matricial de estruturas e do advento do computador, através do Princípio dos Deslocamentos Virtuais (SORIANO, 2009). Ao longo dos anos o método foi sendo aprimorado, passou a ser utilizado não apenas para simulações estruturais, mas também na formulação de escoamentos de fluidos, eletromagnetismo, etc., até chegar nos sofisticados programas disponíveis hoje em dia. Na Figura 6, estão representados os métodos matemáticos desenvolvidos ao longo dos anos até a definição atual do método dos elementos finitos.

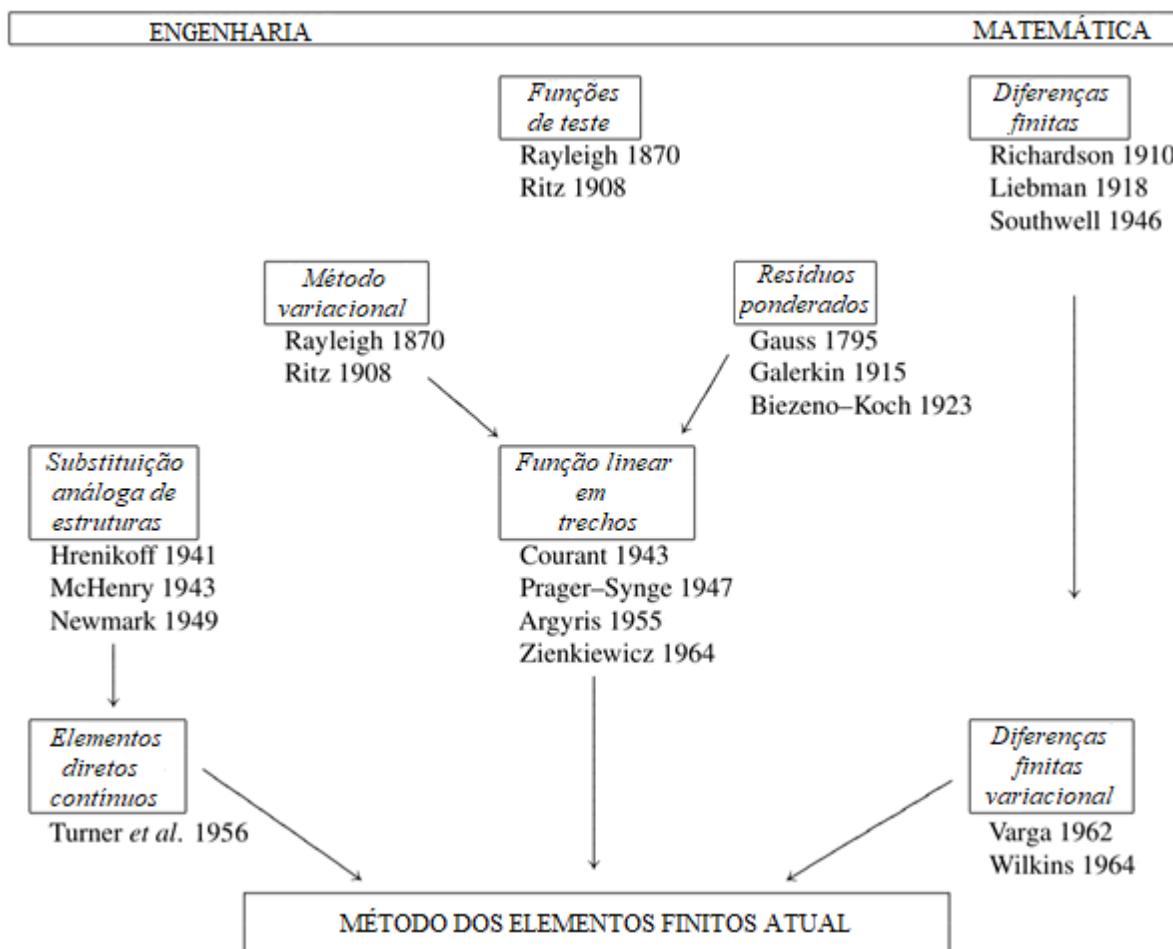


Figura 6 – Evolução do Modelo Matemático do MEF
 Fonte: Adaptado de ZIENKIEWICZ et al (2005)

Em resumo o MEF é um método geral de discretização de problemas físicos contínuos, com o intuito de obter soluções aproximadas do modelo matemático inicial. Segundo Soriano, na maioria dos modelos matemáticos contínuos, a resolução analítica costuma oferecer grandes dificuldades, ou até mesmo ser impossível, logo os modelos discretos acabam tornando-se vantajosos.

No caso, o modelo contínuo é o meio (estrutura, fluido, etc.) e a discretização gera diversos pontos, chamados de nós, nesse meio para representá-lo de maneira simplificada. Entre dois ou mais nós, existem os elementos, os quais dependem da natureza do próprio meio, logo podemos ter elementos uni-, bi- ou tridimensionais.

Sobre as estruturas, elas são categorizadas segundo sua geometria, logo podem ser reticulares, laminares ou sólidas. Segundo Azevedo (2003), estruturas reticulares são representadas por barras prismáticas, cujo comprimento é bem maior se comparados com as demais dimensões; estruturas laminares são aquelas que se

desenvolvem para ambos os lados de uma superfície média, como o caso de uma chapa, cuja espessura é bem menor do que as demais dimensões; os sólidos são todas as outras estruturas que não se encaixam nas definições anteriores. Portanto, cada estrutura, ou componente, se adequa, de maneira satisfatória, a um determinado tipo de elemento. Estruturas reticulares são bem representadas por elementos unidimensionais, estruturas laminares por elementos bidimensionais e as demais representadas por elementos tridimensionais.

Muitas vezes, engenharia está intrinsicamente ligada ao aperfeiçoamento, à melhoria, assim como o MEF também está. A prontamente essa relação está evidenciada.

3.3 MODELO DE OTIMIZAÇÃO

Processo que consiste em determinar as condições em que certas grandezas podem atingir seus valores mais elevados, assim é a definição de otimização no dicionário Michaelis. O modelo de otimização (de um ponto de vista matemático) consiste, basicamente, de uma função objetivo e de uma ou mais restrições. A função objetivo tem por finalidade definir o parâmetro que se deseja alcançar. As restrições são parâmetros adicionais para assegurar que o componente sujeito à otimização atende os requisitos do projeto. Essas podem ser restrições de igualdade (por exemplo a deformação do componente em trabalho deve ser um determinado valor) ou restrições de desigualdade (tomando o mesmo exemplo, a tensão interna do componente em trabalho não deve ultrapassar determinado patamar).

Nas equações 1, 2 e 3 tem-se, de maneira resumida, um modelo matemático de otimização. Nele a Equação 1 é a função objetivo e as demais equações são as restrições. O objetivo é procurar dentre os valores de $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, o valor que satisfaça o objetivo, sujeito à p condições de igualdade e à q condições de desigualdade.

$$\text{Min/Max } f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (1)$$

$$g(x) = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0; i = 1, 2, \dots, p \quad (2)$$

$$h(x) = h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0; j = 1, 2, \dots, q \quad (3)$$

onde i é o número de restrições de igualdade e j é o número de restrições de desigualdade, $g_i(x)$ é a i -ésima restrição de igualdade e $h_j(x)$ é a j -ésima restrição de desigualdade. Ressalta-se que as funções $f(x)$, $g(x)$ e $h(x)$ são dependentes diretamente ou indiretamente das variáveis do projeto.

Para solucionar um problema de otimização numérica, diversas metodologias podem ser utilizadas: o método do gradiente, os algoritmos genéticos, etc. Tendo o método do gradiente, por exemplo, seja $F(x_n)$ uma função de n variáveis (x_0, x_1, \dots, x_n) , diferenciável no ponto x_0 , o valor da função decresce de maneira mais rápida na direção de negativa de seu gradiente $-\nabla F(x)$, assim tem-se a Equação 4.

$$x_{n+1} = x_n - \gamma_n \nabla F(x_n) ; n \geq 0 \quad (4)$$

onde $\gamma_n \in \mathbb{R}_+$, sendo γ_n o passo dado ao longo das iterações (escolhido pelo método de pesquisa linear ou de acordo com o método de Barzilai-Borwein, por exemplo).

Tomando em foco a otimização estrutural, segundo Saitou et al. (2005), são relevantes 3 metodologias de otimização: a paramétrica, a de forma e a topológica. Na Figura 7 estão exemplificados esses três métodos.

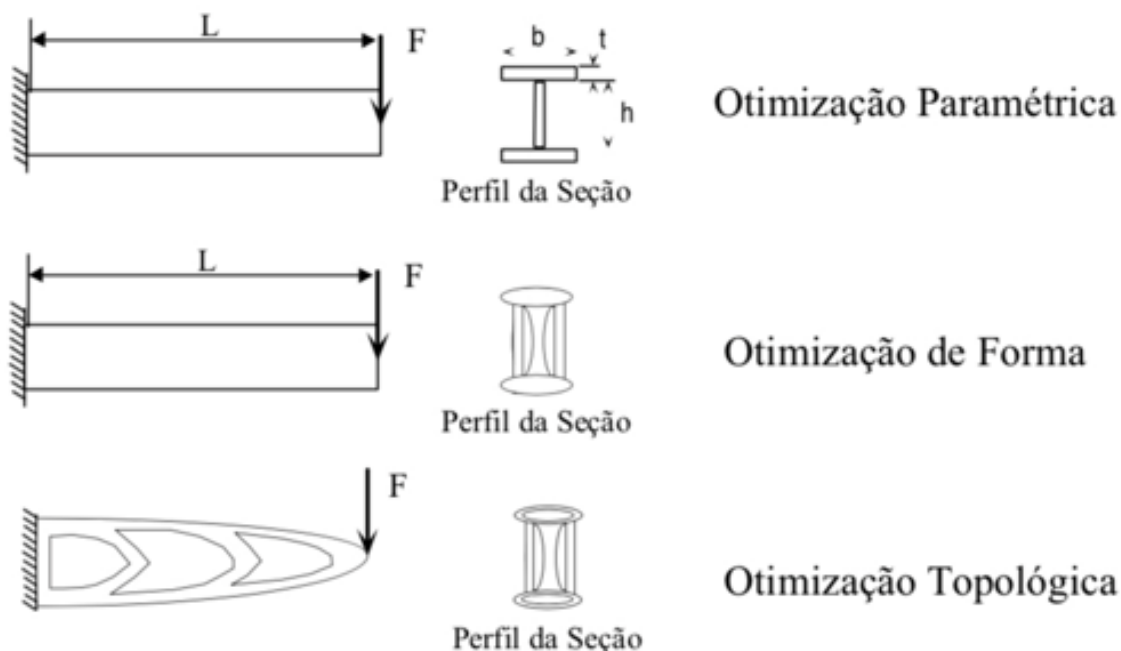


Figura 7 – Exemplificação dos Métodos de Otimização Estrutural.
Fonte: Adaptado de Silva (2009)

A otimização paramétrica altera os valores das dimensões que definem a geometria da estrutura, partindo de uma forma preestabelecida, a fim de determinar a

melhor combinação para atingir os requisitos do projeto. A otimização de forma é semelhante à paramétrica, contudo a forma do componente é alterada, não apenas suas dimensões, pois os contornos da peça são transformados em curvas paramétricas. Por último, a otimização topológica é, de certa forma, um aprimoramento da otimização de forma, pois, além de alterar a forma, ainda se mantendo dentro dos limites originais do elemento otimizado, ela tem o intuito de melhorar a distribuição do material no componente, retirando de onde ele não é necessário e mantendo o material nas regiões de maiores solicitações.

3.3.1 Otimização Paramétrica

Como dito anteriormente, a otimização paramétrica altera as dimensões que definem a estrutura em análise em busca da melhor combinação de acordo com os requisitos preestabelecidos no projeto. No caso exemplificado na Figura 8, esses parâmetros podem ser as dimensões que definem o perfil da seção transversal da viga (B, T e H).

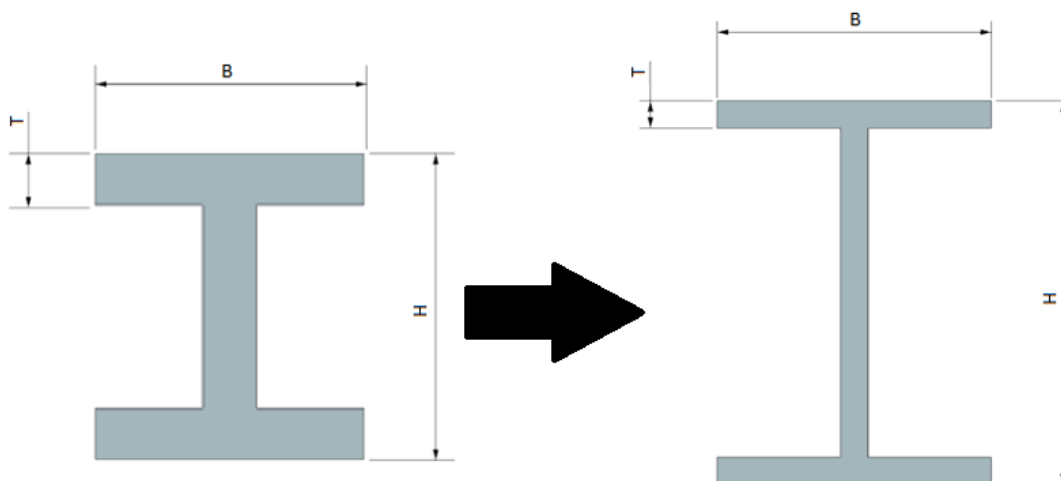


Figura 8 – Exemplo de Otimização Paramétrica.
Fonte: Autoria Própria

3.3.2 Otimização de Forma

A otimização de forma permite encontrar a melhor forma de dado componente ou estrutura. As variáveis de projeto podem ser as coordenadas de alguns pontos pertencentes ao contorno da peça ou parâmetros mais abstratos como coeficientes de uma curva que representa a forma da peça (por exemplo, curvas “spline”), (SILVA, 2009).

Logo há a possibilidade do surgimento de formas bastante complexas, por isso é utilizado o MEF para a análise dessas estruturas. A principal desvantagem da otimização de forma, nesse caso, é que a cada alteração, a malha de EF (elementos finitos) deve ser refeita. A Figura 9 mostra um exemplo de resultado obtido da otimização da forma de uma viga “T” engastada, sujeita a um esforço em sua extremidade em balanço.

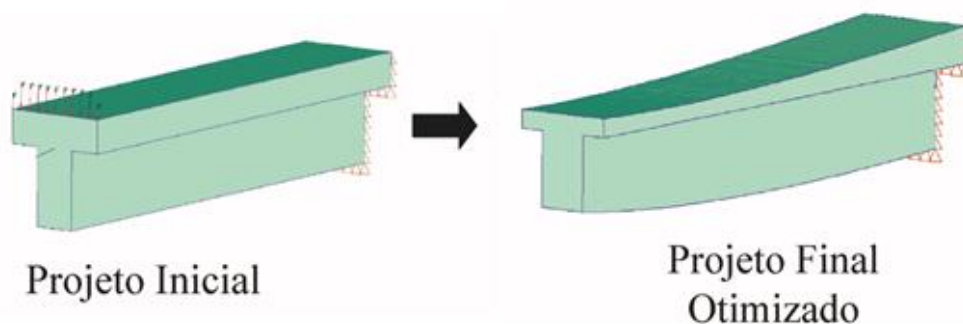


Figura 9 – Exemplo de Otimização de Forma
Fonte: adaptado de Silva (2009)

3.3.3 Otimização Topológica (OT)

Introduzida em 1988 por Bendsoe e Kikuchi, a OT busca a distribuição ótima do material em relação à distribuição das cargas, ou seja, onde os níveis de esforços forem pequenos, material será retirado e mantido em áreas de maior sollicitação. Para tal esses dois autores propuseram a utilização de dois materiais em sua estrutura, um com as propriedades mecânicas (sólido) e o outro, chamado de vazio (um material

sem propriedades estruturais). Para isso, fora criado um método de variação das densidades do material constituinte do modelo (Equação 5).

$$E(x) = \rho(x)^n E^0, \quad n > 1 \text{ e } 0 \leq \rho(x) \leq 1 \quad (5)$$

onde $\rho(x)$ é uma função de distribuição das densidades, E é caracterizado como a propriedade do material vazio ($\rho = 0$), E^0 é a propriedade do material base ($\rho = 1$) e x é o domínio de elementos. O parâmetro n tem função de penalizar as densidades intermediárias (entre zero e um) a fim de retomar ao problema discreto, evitando as densidades intermediárias (também conhecidas como escala de cinza). Na Figura 10, está mostrado o efeito da penalização das densidades e também a faixa correspondente à escala de cinza.

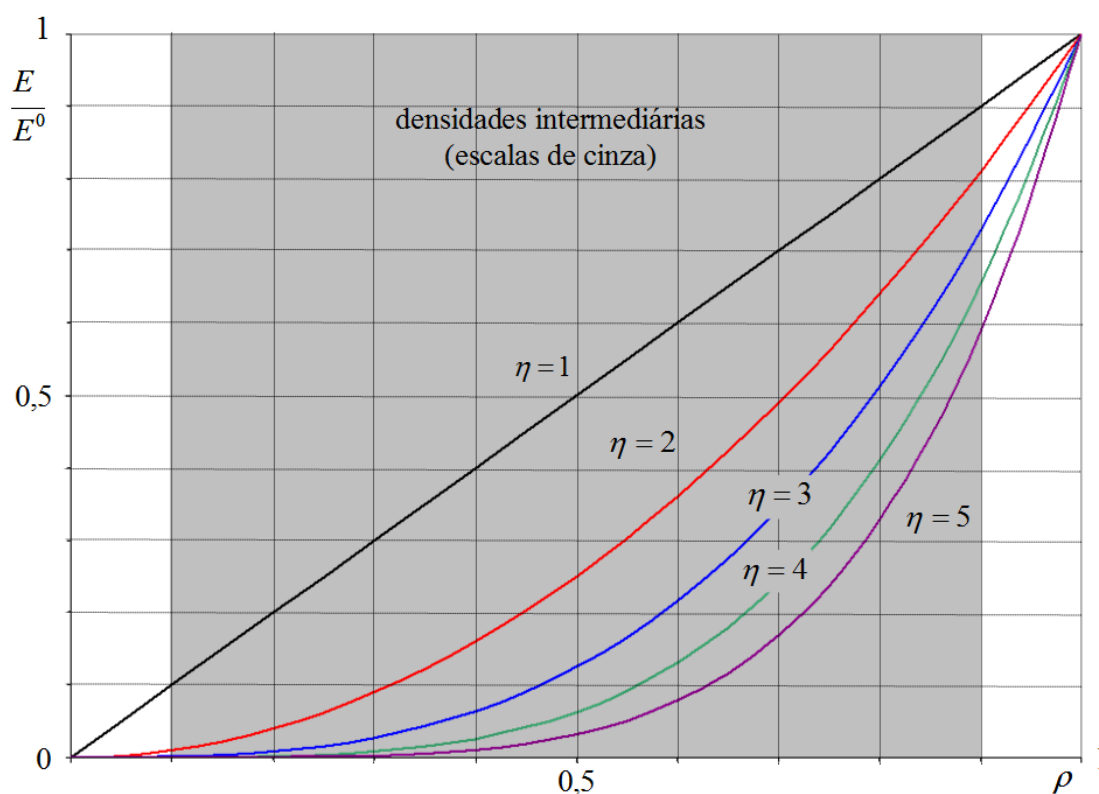


Figura 10 – Efeito da Penalização das Densidades dos Elementos
Fonte: adaptado de Koga (2010)

Após a análise estrutural, via EF, um algoritmo modifica a densidade dos elementos sem solicitação para a densidade do material vazio (como exemplificado na Equação 5), sem a necessidade de alteração de malha. A Figura 11 mostra o ciclo convencional do projeto de uma peça utilizando a OT.

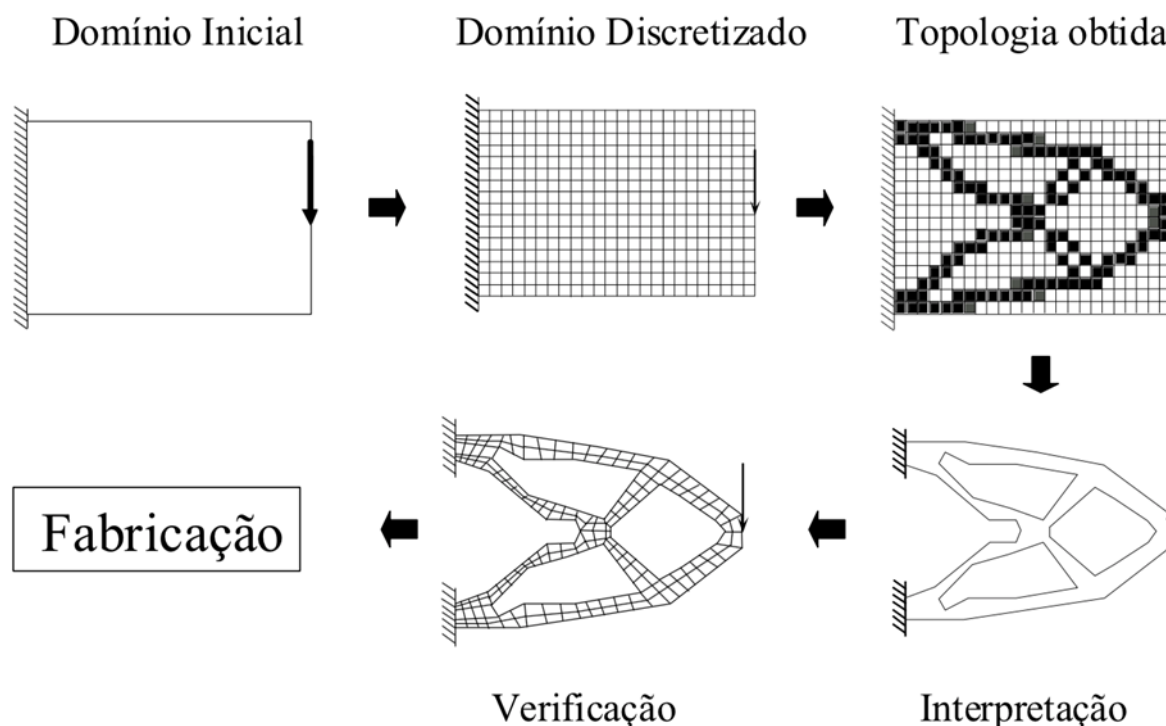


Figura 11 – Procedimento Típico do Projeto de uma Peça via OT
Fonte: Adaptado de Silva (2009)

O primeiro passo é a definição do domínio, no qual a estrutura pode existir. Esse domínio é limitado pelas condições de contorno da estrutura (pontos em que ela deve estar restrita) e pelos pontos de aplicação de carga, pontos de restrição do espaço ocupado também podem ser utilizados. É importante definir o domínio com o maior tamanho possível de forma a não limitar o domínio de trabalho da OT. Como em qualquer método de otimização, quanto mais restrições são impostas menor é a melhoria de desempenho da solução obtida, (SILVA, 2009).

O segundo passo é a análise do domínio via MEF, onde as condições de contorno são aplicadas. No terceiro passo, os dados da análise são utilizados como entrada do algoritmo de otimização topológica para distribuir o material no domínio a fim de maximizar, ou minimizar, a função objetivo. O resultado está exemplificado na Figura 11 (item “topologia obtida”), onde a cor escura representa o material estrutural e branca, a presença do material vazio. Também é notável a presença de pontos com cores intermediárias, esses pontos são denominados de escalas de cinza (ou “gray scale” em inglês), entretanto vale a pena ressaltar que isso não é padrão de todos os softwares. Esses pontos indicam a presença de materiais intermediários, o que não se torna prático, mas são inerentes à solução ótima. O quarto passo consiste da

interpretação do resultado da terceira etapa, usando-se métodos de processamento de imagens ou simplesmente desenhando uma estrutura tendo como base a imagem gerada pela OT. Depois da interpretação, se faz necessário verificar o resultado da estrutura, para assegurar que o resultado encontrado satisfaz os requisitos do projeto, ou seja, se por acaso nenhuma condição de contorno foi violada. Por último, a peça está pronta para ser fabricada. Exemplificado na Figura 12, tem-se o resultado obtido a partir de uma otimização topológica de uma viga engastada com uma força aplicada à sua extremidade livre.

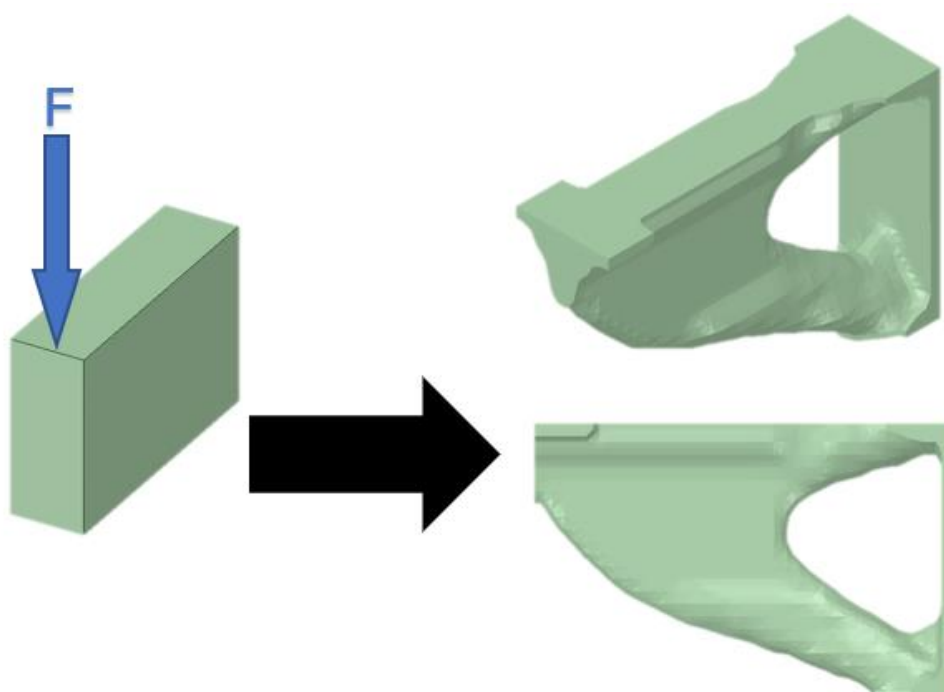


Figura 12 – Exemplo de Otimização Topológica
Fonte: Autoria Própria

Nesse trabalho foi realizada a otimização topológica estrutural clássica que visa maximizar a rigidez do componente estudado com uma restrição de um valor máximo de sua massa. Assim, o problema de otimização desse trabalho adotou o seguinte equacionamento.

3.3.3.1 Equacionamento do Problema de OT

Primeiramente o objetivo fora estabelecido como a minimização da massa sujeito à restrição de deformação de alguns pontos do componente. Todavia, essa

combinação resultou em divergências no processo de solução, a qual acarretavam na parada da execução do programa de simulação de EF (explicado em maiores detalhes na seção 4.2). Assim o objetivo foi substituído pela maximização da rigidez tendo como restrição um determinado limite para o valor de massa do componente. Por se tratar de um problema vinculado ao MEF, nas equações a seguir o termo x representa o domínio de EF pertencentes ao componente.

De tal modo, a Equação 6, demonstra a função de rigidez de um determinado corpo.

$$Rigidez = \left[\int_V P(x)u(x)dx \right]^{-1} \quad (6)$$

Sendo V o volume do corpo, $P(x)$ o carregamento e $u(x)$ o vetor deslocamento. Visto que muitas vezes os esforços são constantes, esse problema se reduz à análise das deformações.

Tendo a massa como função de restrição, essa relação pode ser expressa pela Equação 7.

$$Massa \text{ do componente} \leq M = \int_V \rho(x)dV \quad (7)$$

Onde M é a máxima massa que o componente deve apresentar, V é o volume do componente e $\rho(x)$ é a função de distribuição de densidade do material ao longo do corpo. Logo o problema de otimização topológica proposto se resume à:

$$\begin{aligned} &Max \left[\int_V P(x)u(x)dx \right]^{-1} \\ &Sujeito \text{ à } \int_V \rho(x)dV \leq M \end{aligned} \quad (8)$$

Portanto, para a solução desse problema de otimização topológica a seguinte metodologia foi proposta.

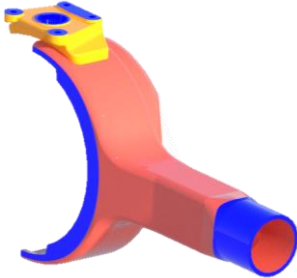
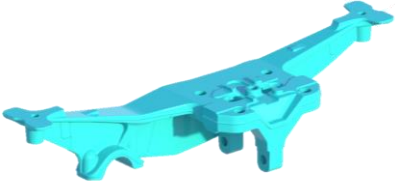

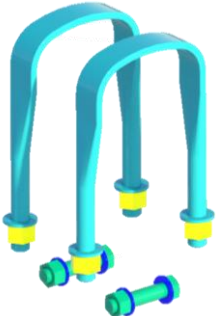
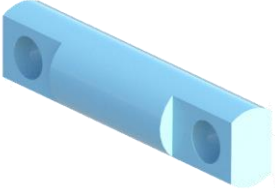
4 METODOLOGIA

Primeiramente fez-se necessária o emprego de modelos CAD a fim de utilizar o programa de simulação via elementos finitos. Esses modelos tridimensionais utilizados foram modelados em um programa de CAD específico. Para a geração dos modelos de elementos finitos, a otimização topológica e as análises estruturais pré- e pós-otimização, um programa comercial de elementos finitos foi utilizado. A Figura 13 exemplifica o modelo tridimensional simplificado da suspensão pneumática.



Figura 13 – Modelo Simplificado da Suspensão Pneumática
Fonte: Empresa

Para melhor compreensão da Figura 13 o quadro a seguir foi montado. Nele consta o nome do componente, ou conjunto de componentes, assim como uma figura do componente, ou conjunto isolado.

Componente	Modelo Tridimensional
Eixo	
Yoke	
Interfaces	
Parafusos, porcas e arruelas	
Ponteira do estabilizador	

Quadro 1 – Componentes da Suspensão

O componente escolhido para a otimização topológica é o próprio *Yoke*, (segundo componente mostrado no Quadro 1). Como já dito na seção 3.1.4., ele é o componente que interliga as bolsas de ar, o amortecedor, a barra de torção e o estabilizador ao eixo. O *Yoke* consiste de uma peça fabricada (por processos convencionais de fundição em molde de areia) em ferro fundido nodular (cuja composição é especificada segundo normas da Empresa) que é posteriormente

usinada a fim de garantir o posicionamento das demais peças que são fixadas nele. A Figura 14 mostra em maior enfoque o *Yoke*.

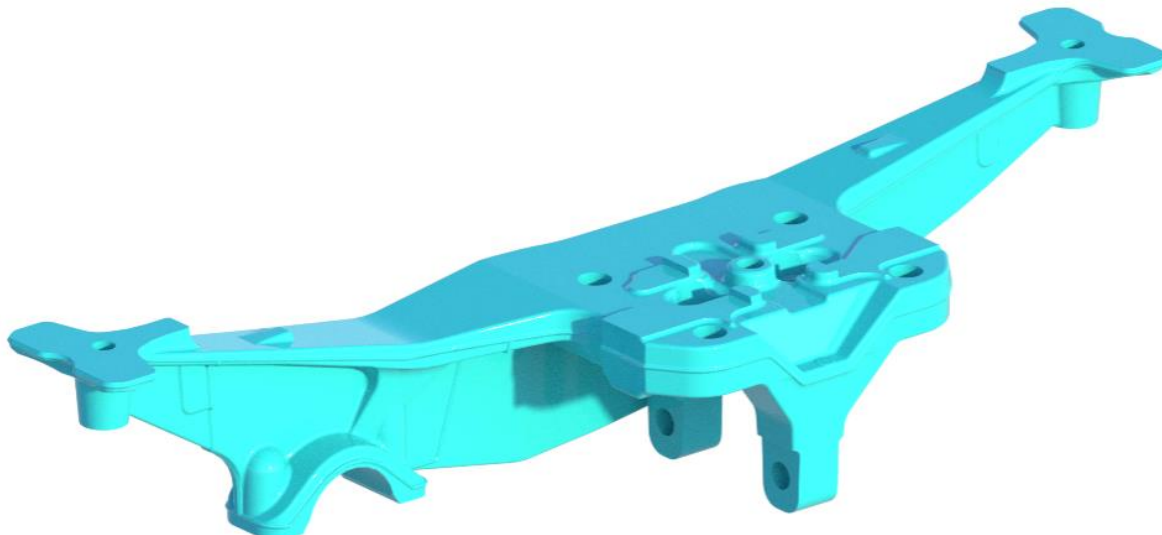


Figura 14 – Yoke
Fonte: Empresa

Tendo em vista que a peça em questão é um componente essencial da suspensão, é de extrema importância que os casos de carga aqui utilizados sejam representativos quando comparados com as situações que esses veículos possam vir a enfrentar. Sendo assim esses casos representam o veículo em repouso, fazendo curvas, passando em buracos no pavimento, freando bruscamente, etc.

Para melhor entendimento do local de aplicação dos esforços e de seus sentidos, a Figura 15 demonstra os pontos de aplicação de força. Também estão evidenciados os pontos onde estão as restrições.

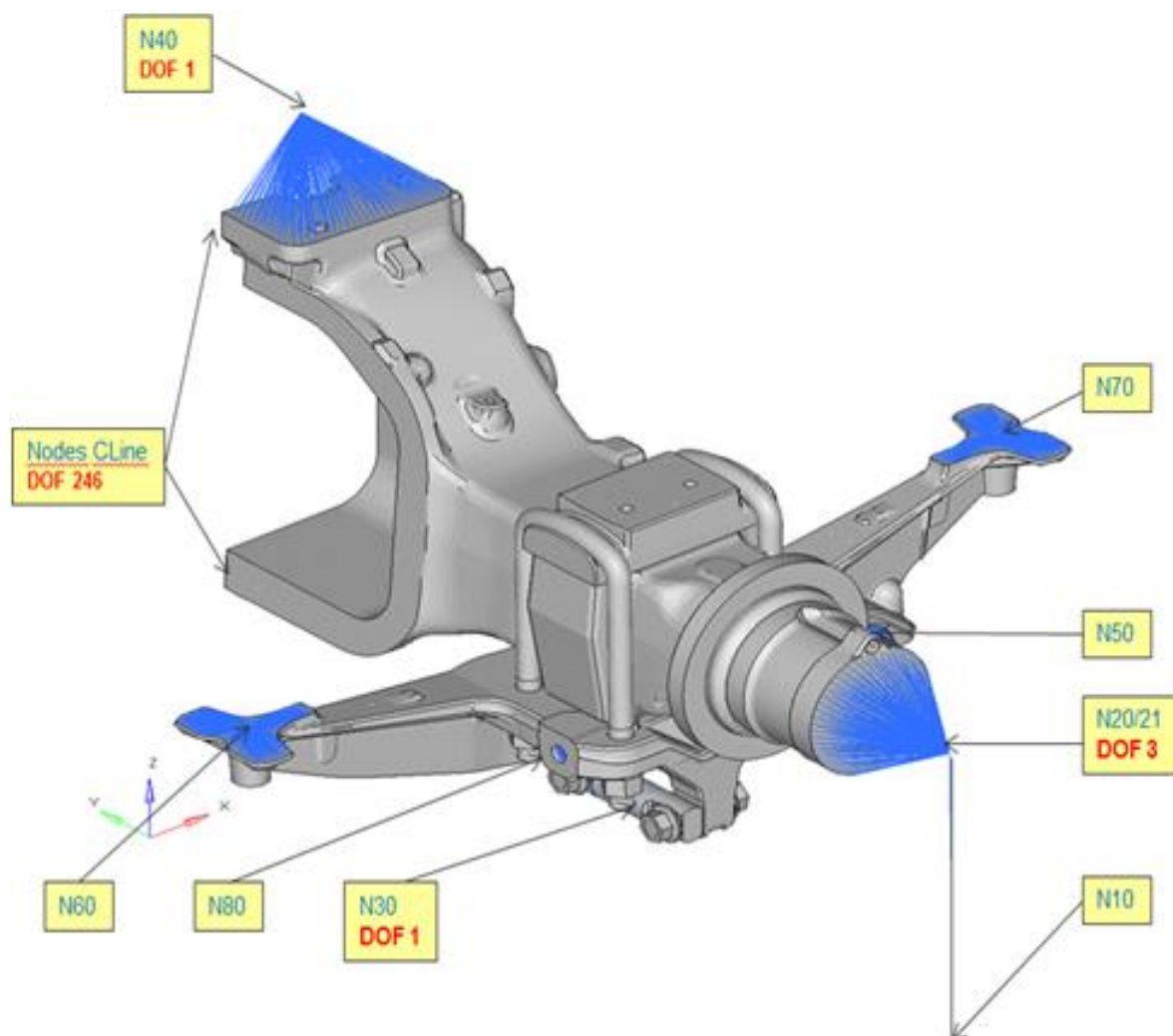


Figura 15 – Local de Aplicação de Esforços no Modelo de Simulação da Suspensão com seus Respetivos Graus de Liberdade (DOF)

Fonte: Empresa

Entretanto vale mencionar o que cada ponto representa no contexto do veículo em si. No quadro abaixo está uma breve descrição do componente que faz contato com cada um dos pontos mostrados na Figura 15.

Ponto	Componente ou Contato
N10	Contato entre o pneu e o asfalto
N20/N21	Cubo de roda
N30	Estabilizador
N40	Estabilizado superior (<i>V-link</i>)
N50	Barra de torção
N60 e N70	Bolsa de ar
N80	Amortecedor

Quadro 2 – Explicação dos Pontos da Figura 15

Nos balões da Figura 15, onde se encontra escrito DOF (do inglês *Degree Of Freedom*, ou seja, grau de liberdade), estão representadas as restrições. Os graus que representam as translações nos eixos X, Y e Z são 1, 2 e 3, respectivamente, enquanto as translações em torno desses eixos são 4, 5 e 6. Os esforços aqui utilizados foram definidos da seguinte maneira: primeiramente um teste em campo de prova foi realizado a fim de extrair as acelerações as quais o veículo estaria sujeito; depois, por meio de um modelo matemático criado pela Empresa, funções transferência foram determinadas a fim de transformar essas acelerações coletadas em forças. Por motivos de sigilo empresarial, os casos de esforços aqui abordados não serão evidenciados.

Além das forças provenientes dos efeitos da rodagem do veículo, a carga aplicada nos parafusos para a fixação do eixo também foi levada em consideração. Nesse caso, segundo norma interna da Empresa, o valor dessa força é de aproximadamente 600kN para cada parafuso, divididos igualmente em cada um dos membros. Com isso, tem-se um modelo que representa, de maneira satisfatória, a suspensão.

Por ser um modelo bem complexo, voltado para a análise da suspensão com todos seus componentes, o modelo foi simplificado para avaliar apenas o desempenho do *Yoke* e posteriormente compará-lo com o desempenho do componente após a otimização, ambos segundo os mesmos critérios. A seguir está explicado com maiores detalhes como foi concebida a análise preliminar.

4.1 ANÁLISE PRÉ OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

Visto que a intenção é avaliar o *Yoke*, os demais componentes constituintes da montagem da Figura 13 foram desconsiderados, com exceção da interface que faz o contato entre o eixo e o *Yoke*. Na Figura 16, então, estão os componentes utilizados para a análise preliminar, no caso, o *Yoke* e a interface inferior de fixação do eixo.

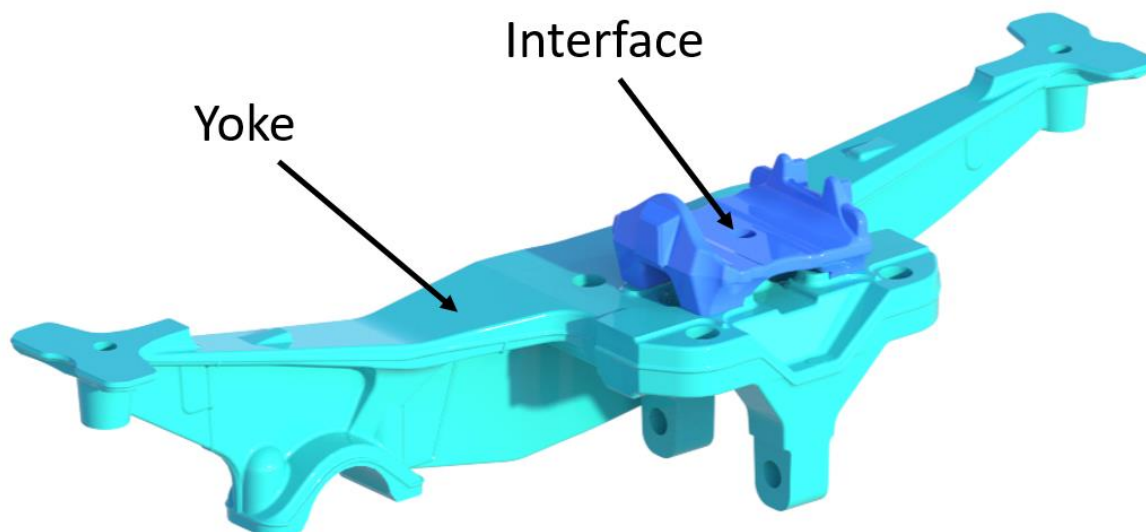


Figura 16 – Yoke e Interface Eixo-Yoke
Fonte: Empresa

O contato entre a interface e o eixo foi substituído por um engastamento, mantendo a região de contato original. Na Figura 17, essa região de contato está sendo mostrada na própria interface.

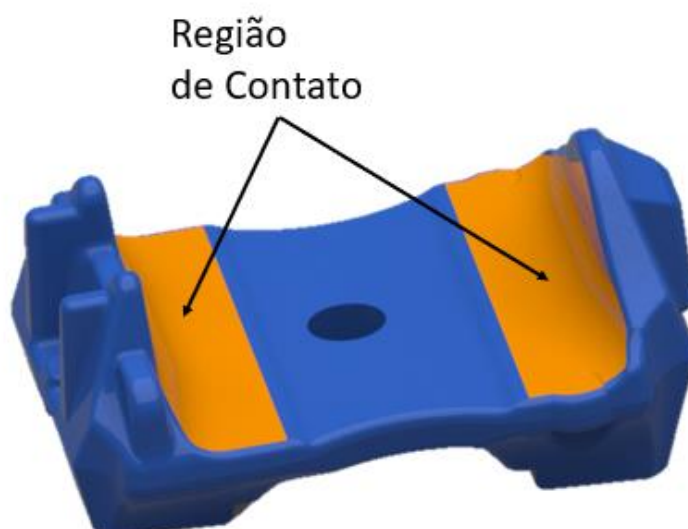


Figura 17 – Interface com Evidência à Região de Contato com o Eixo
Fonte: Empresa

Algumas simplificações das geometrias foram realizadas para facilitar a geração da malha. Então, foi gerada uma malha de casca na superfície das peças e, em seguida, a geração da malha tridimensional. Para isso, uma malha de casca com elementos triangulares e tamanho 5mm foi gerada em ambas peças (o tamanho dos elementos foi definido com base na menor dimensão das peças). Os elementos

triangulares foram escolhidos justamente porque a malha volumétrica seria tetraédrica (devido à complexidade da geometria). Em seguida a malha tridimensional foi gerada tendo essa malha de casca como guia. Para distribuir as forças aplicadas nas superfícies que possuem contatos com outros componentes, elementos rígidos foram utilizados.

Como primeiramente tem-se uma montagem (Yoke mais interface), há a necessidade da determinação de um contato entre estas duas peças. Então, o contato entre a interface e o Yoke foi definido como fixo. Com isso chegou-se no modelo mostrado na Figura 18. A nomenclatura dos pontos de aplicação de forças continua a mesma já mostrada na Figura 15 (N60, N70 etc.).

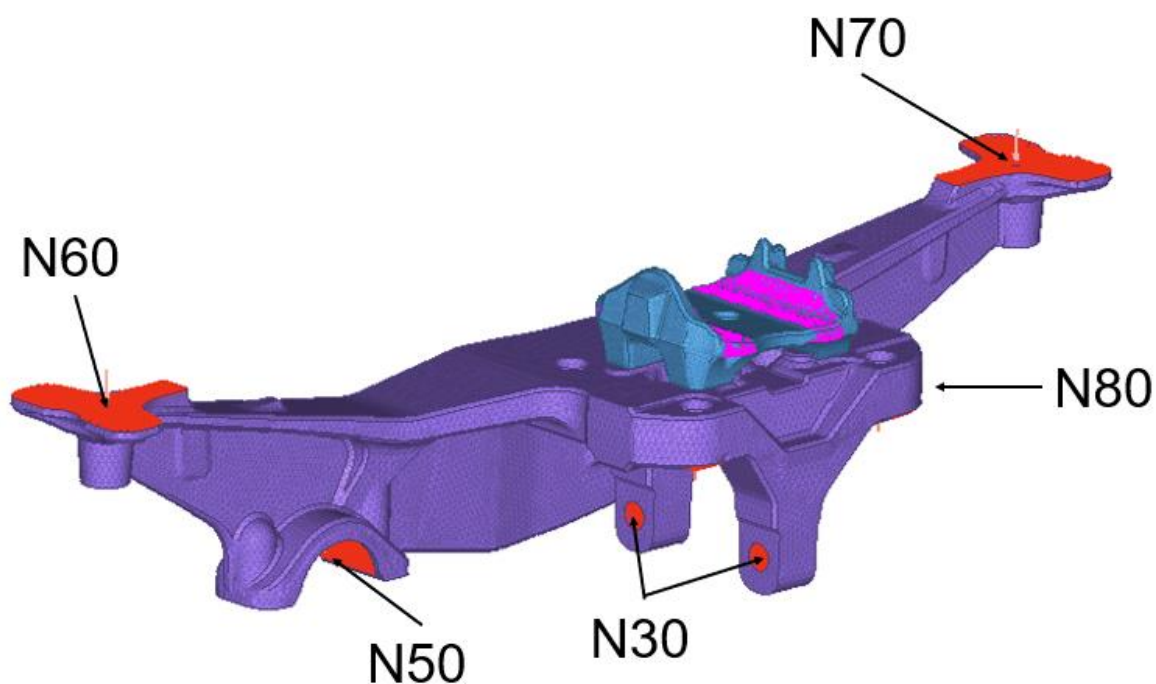


Figura 18 – Modelo de Elementos Finitos do Yoke e os Pontos de Aplicação de Esforços
Fonte: Autoria Própria

Na Figura 18, o Yoke é o componente roxo, em azul tem-se a interface, em vermelho estão os elementos rígidos e em rosa está a região engastada.

Como a ponteira do estabilizador foi removida, mais dois pontos de aplicação de esforços serão utilizados como representantes do ponto N30. Esses pontos são os centros dos furos onde a ponteira era fixada, mas serão chamados de N30 analogamente. Os esforços utilizados estão mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 – Cargas Comparativas

Ponto de Aplicação	Sentido	Carga [N]
N60	Z	-30000
N70	Z	-30000
N80	Z	-5000
N50	Y	20000
N30	X	-10000

Todavia de faz necessária a realização da otimização topológica antes de comparar com o resultado das análises preliminares. Logo, na próxima seção está explanado como a otimização fora realizada.

4.2 MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

O modelo completo da suspensão, mostrado na Figura 13, por apresentar diversos componentes faz com que a tarefa de otimização exija muito tempo e poder computacional (capacidade de processamento), pois são muitas variáveis a serem levadas em consideração. São essas variáveis os diversos componentes e suas interações uns com os outros e também os diversos casos de esforços. Portanto, um modelo simplificado também foi utilizado para rodar as etapas de OT.

Da mesma maneira que na análise preliminar, os demais componentes foram desconsiderados, contudo a interface foi incorporada ao próprio *Yoke* formando uma única peça. A última modificação realizada foi utilizar o maior volume possível para o *Yoke* (de modo que esse volume não causasse interferências nos componentes em seus arredores) conforme a recomendação de Silva (2009) citado na seção 3.3.3. Assim o programa teria bastante material para trabalhar e os resultados desta otimização poderiam, realmente, fugir da geometria convencional. Com isso chegou-se no modelo tridimensional mostrado na Figura 19.

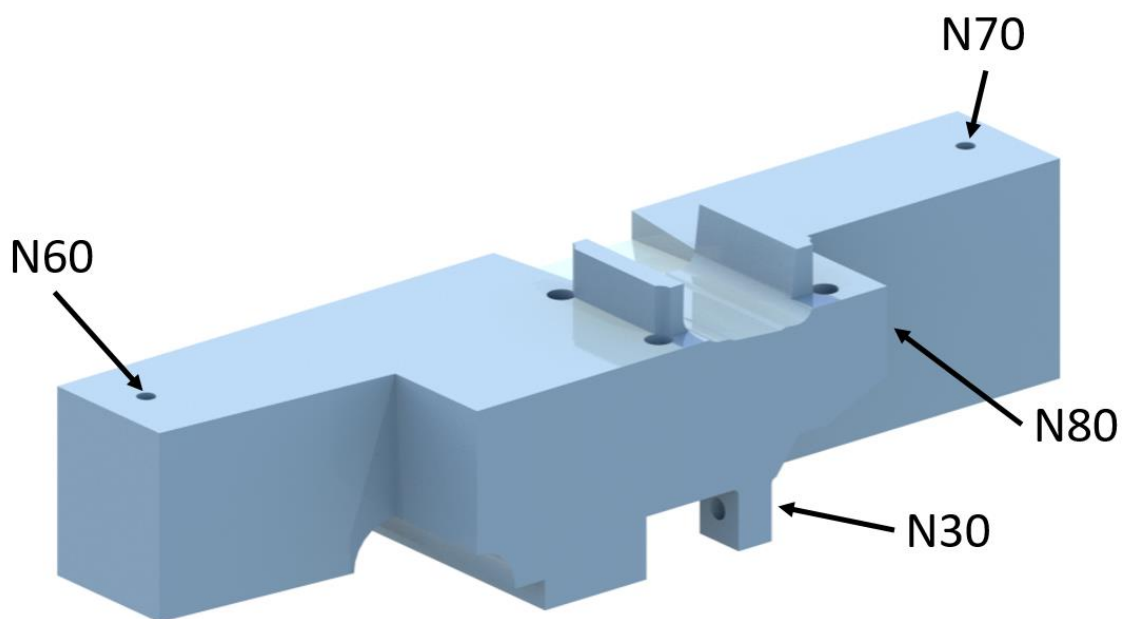


Figura 19 – Modelo Simplificado do Yoke e Interface para a OT
Fonte: Autoria Própria

Devido à discretização do modelo, os esforços utilizados são os maiores esforços em cada um dos pontos mostrados na Figura 19, nomeados conforme a Figura 15. Esses esforços estão resumidos na Tabela 2.

Tabela 2 – Cargas Máximas

Ponto de Aplicação	Sentido	Carga [N]
N60	Z	-97800
N70	Z	-97800
N80	Z	-17450
N50	Y	54400

Além desses esforços, as cargas provenientes dos parafusos U (300kN) foram utilizadas; distribuídas abaixo de seus respectivos furos. Os critérios e métodos acerca da geração da malha para o modelo da otimização foram os mesmos utilizados para a geração da malha do Yoke original descrito na seção 4.1. Assim chegou-se no modelo de elementos finitos mostrado na Figura 20.

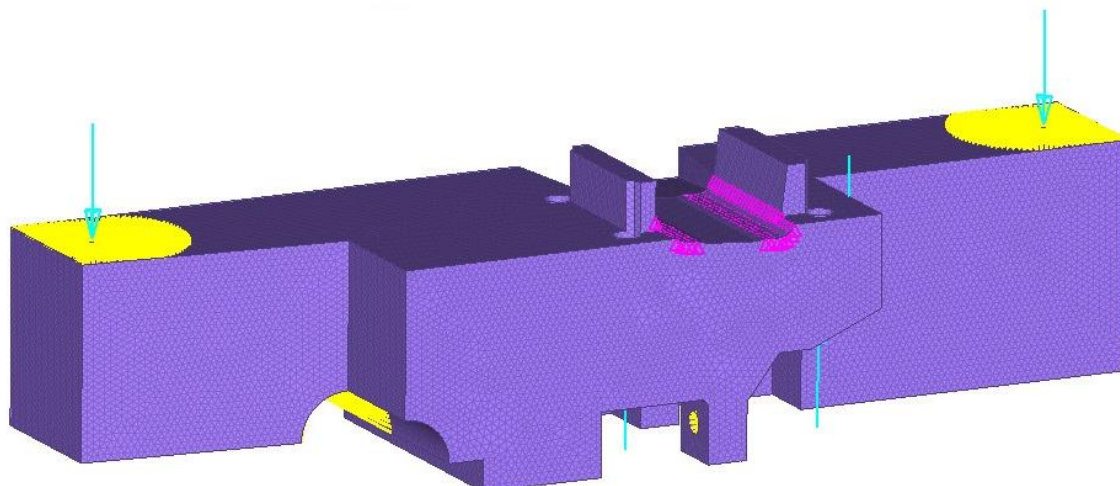


Figura 20 – Modelo de Elementos Finitos para a OT
Fonte: Autoria Própria

Em roxo, na Figura 20, está o modelo simplificado do *Yoke*, em amarelo estão os elementos finitos, as setas em azul representam os esforços e a região rosa representa a região de contato da interface com o eixo.

Conforme dito na seção 3.3, uma otimização necessita de restrições, assim sendo, abaixo estão listadas as restrições utilizadas para a realização da OT:

- Manter a rigidez torcional do componente ao longo de seu comprimento;
- Manter simétricas as deformações dos membros de fixação do estabilizador;
- Tensão admissível de 200MPa;
- Tamanho mínimo dos membros igual a 20mm.

Para atender à restrição de rigidez torcional, as deformações no ponto N60 e no ponto N70 (mostrados na Figura 19) foram utilizadas como parâmetros quantitativos dessa restrição. Essas deformações eram condizentes com as deformações sofridas pela peça original nos pontos mencionados. Entretanto, como dito na seção 3.3.3.1, a solução acabou divergindo, pois, ao longo do processo de solução, a rigidez do componente apenas reduzia, levando à parada da execução do programa. A saída encontrada foi trocar o objetivo de minimização da massa, como era originalmente, para a maximização da rigidez e utilizar a massa do componente como uma restrição da OT (essa sendo de no máximo 40kg).

A título de curiosidade, uma segunda otimização foi realizada. A ideia era de se obter um resultado diferente do anterior. Para tal, a tensão admissível foi descartada e uma restrição de direção de extração (no caso a longo do eixo Y, indicado na Figura 14) foi implementada.

Após algum tempo, uma terceira OT foi realizada, pois era um desejo, realizar a otimização assim como ela havia sido proposta. Para isso, a malha do modelo foi refeita, mantendo o mesmo método descrito na seção 4.2 e também na seção 4.1. O objetivo de minimização da massa e as restrições de deformação foram restituídos. Nenhum parâmetro de membro mínimo nem tensão admissível fora utilizado. Dessa vez houve a conclusão do processo de solução. Todavia, o resultado obtido foi muito semelhante ao obtido com o objetivo de maximização da rigidez tendo a massa como restrição. Nenhuma nova informação poderia ser extraída desse resultado, por isso ele não será comentado.

4.3 ANÁLISE PÓS OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

Os critérios utilizados para a validação do resultado da OT foram os mesmos utilizados para a análise pré-otimização. Não cabe ao momento mostrar a geometria obtida muito menos o modelo de elementos finitos resultante. Essas informações serão mostradas posteriormente na seção 5, assim como os critérios desenvolvidos para a definição do novo componente.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Exemplificando o processo de solução do programa utilizado nesse trabalho para a realização da OT, a Figura 21 mostra a evolução das densidades dos elementos ao longo das iterações da primeira OT (em vermelho estão os elementos de maior densidade, enquanto em azul estão os elementos com menor densidade; as demais cores representam as densidades intermediárias).

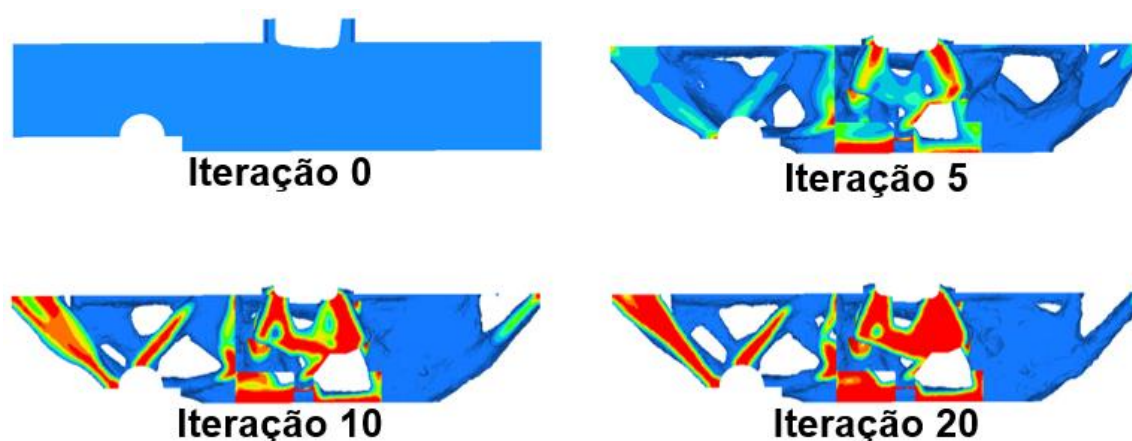


Figura 21 – Densidades dos Elementos ao Longo do Processo de OT
Fonte: Autoria Própria

Apesar de muitas vezes os resultados de uma OT serem praticamente impossíveis de serem concebidos devido à complexidade das geometrias (dependendo do processo de fabricação e/ou da perspectiva econômica, etc. essas geometrias não são fabricáveis). Entretanto esses resultados são extremamente significativos. Isso se dá justamente pelo *modus operandi* da técnica. Por se guiar pelo comportamento das tensões deformações, etc., há um entendimento de onde realmente é necessário a utilização do material e de onde ele apenas acrescenta massa ao componente sem acrescentar resistência mecânica. Isso faz com que o projetista tenha uma visão melhor de quais alterações ele pode fazer em seu desenho e quais delas irão contribuir de maneira mais significativa para obter uma peça mais leve e resistente, por exemplo.

Assim como no presente trabalho, cujo resultado não veio pronto do software, várias considerações e alterações se fizeram necessárias para a concepção do design (desenho) suavizado (como se é chamado a alteração do design proveniente de uma OT para algo um pouco mais factível). Por isso, os resultados das otimizações

topológicas foram utilizados como base para a criação do novo desenho, como demonstrado. Na Figura 22 tem-se uma vista trimétrica do resultado da primeira OT onde são evidenciados dois aspectos importantes desse resultado.

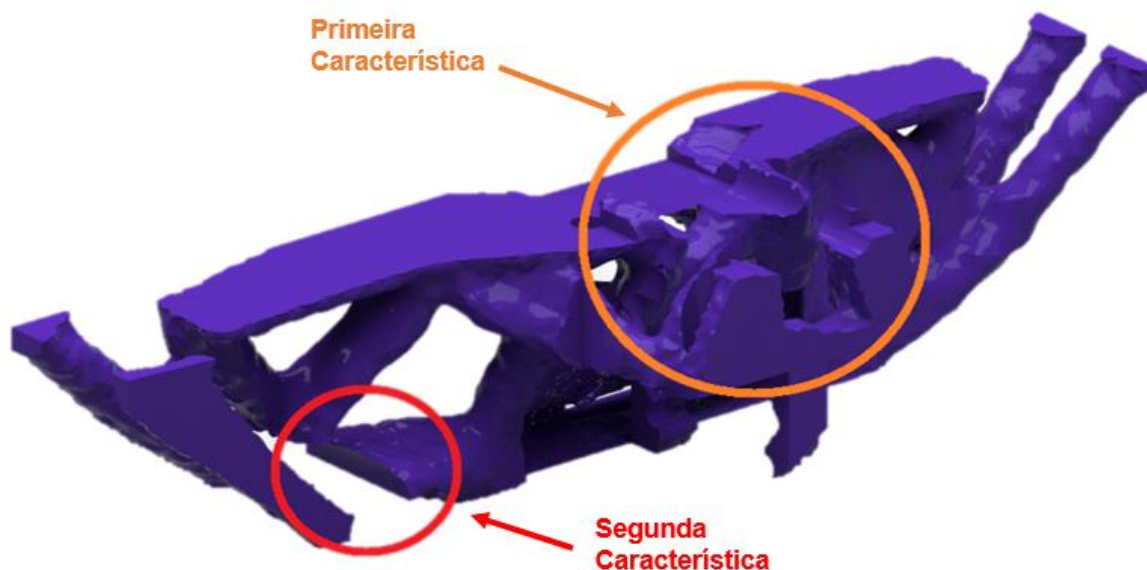


Figura 22 – Vista Trimétrica do Primeiro Resultado
Fonte: Autoria Própria

Apesar da geometria complexa desse resultado mostrado na Figura 22, algumas de suas características se destacam. Entre elas estão as regiões circuladas na Figura 22. A primeira, circulada em laranja, mostra uma cavidade abaixo de onde seria fixado o eixo. Circulada em vermelho está a segunda região, nela o material se acumulou na parte inferior do componente, formando uma mesa como se fosse a parte inferior de uma viga com perfil “I”. A Figura 23 traz uma vista frontal desse resultado, na qual a última característica utilizada do primeiro resultado está evidenciada. Circulado em verde na Figura 23, é possível notar uma espécie de nervura acima da região onde é fixada a barra estabilizadora.

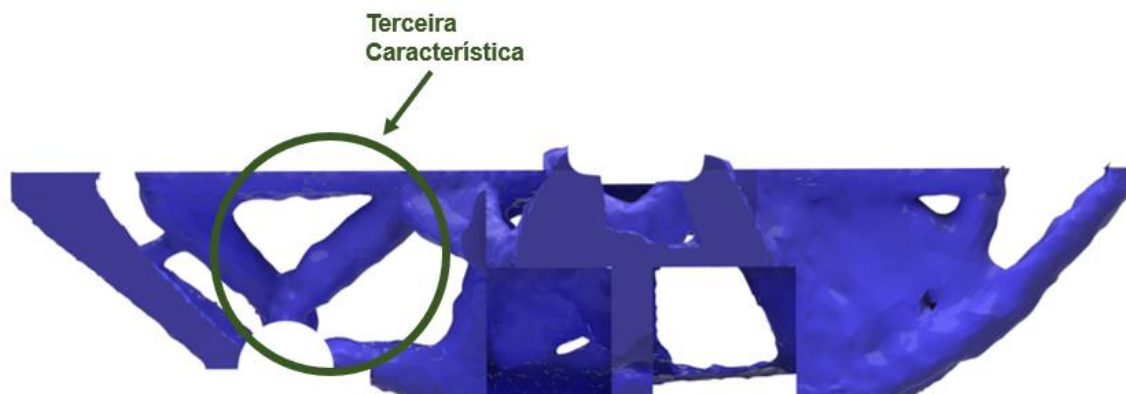


Figura 23 – Vista Frontal do Primeiro Resultado
Fonte: Autoria Própria

Do segundo resultado apenas uma característica foi utilizada. Como mostrado abaixo na Figura 24 (vista superior do segundo resultado). O retângulo vermelho, na figura, mostra um desvio da malha da extremidade da peça em direção aos furos dos parafusos U.



Figura 24 – Vista Superior do Segundo Resultado
Fonte: Autoria Própria

Essas características exemplificadas pelas Figuras 22, 23 e 24 foram levadas em consideração para criar o modelo final do componente. Na Figura 25 está a proposta de solução otimizada para o Yoke.

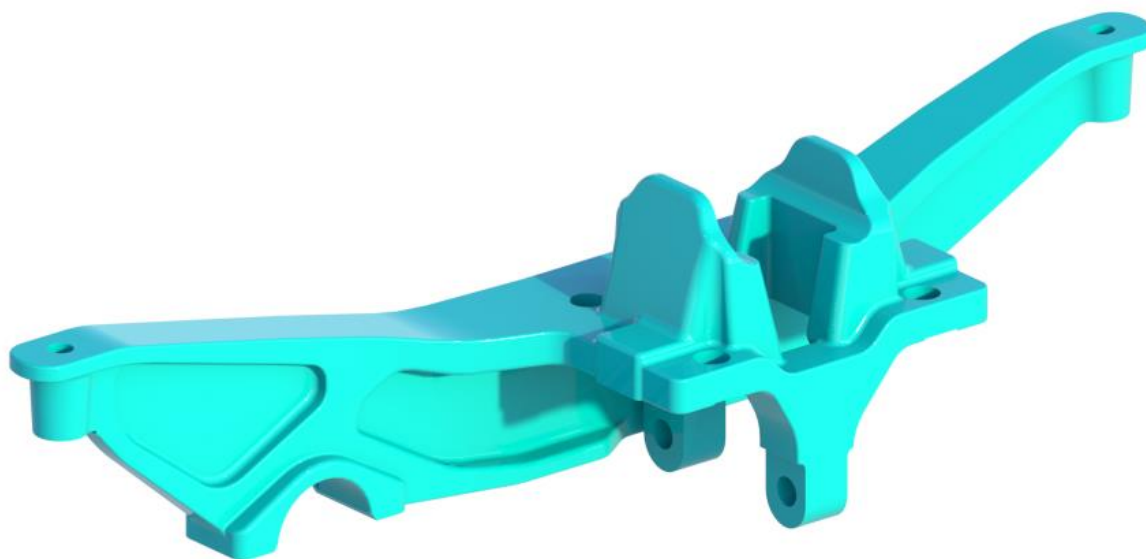


Figura 25 – Proposta de Design do Yoke
Fonte: Autoria Própria

Esperava-se uma redução de massa entre 12,8% e 21,4%, em relação ao componente original. A redução de massa obtida foi de aproximadamente 13%, logo, dentro dos limites esperados. De maneira semelhante ao mostrado na Figura 11 a respeito do processo de idealização de uma geometria via otimização topológica, a Figura 26 mostra o processo de criação do design otimizado do Yoke.

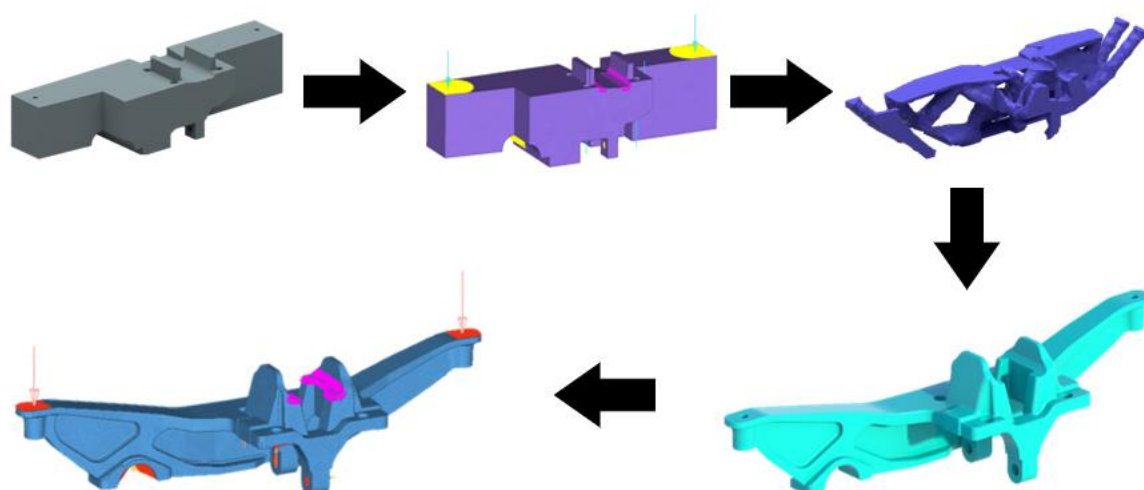


Figura 26 – Ciclo de Criação do Design do Yoke
Fonte: Autoria Própria

Como fora proposto manter a rigidez do componente, a seguir estão mostradas as deformações obtidas nos pontos N60 e N70 para a peça proposta. Na Figura 27 está mostrado o resultado de deformação, evidenciando a região abaixo do

ponto N60. Vê-se que a deformação máxima na região bem próxima ao furo não ultrapassa 1,671mm. No perímetro do furo, a máxima deformação é de aproximadamente 1,660mm.

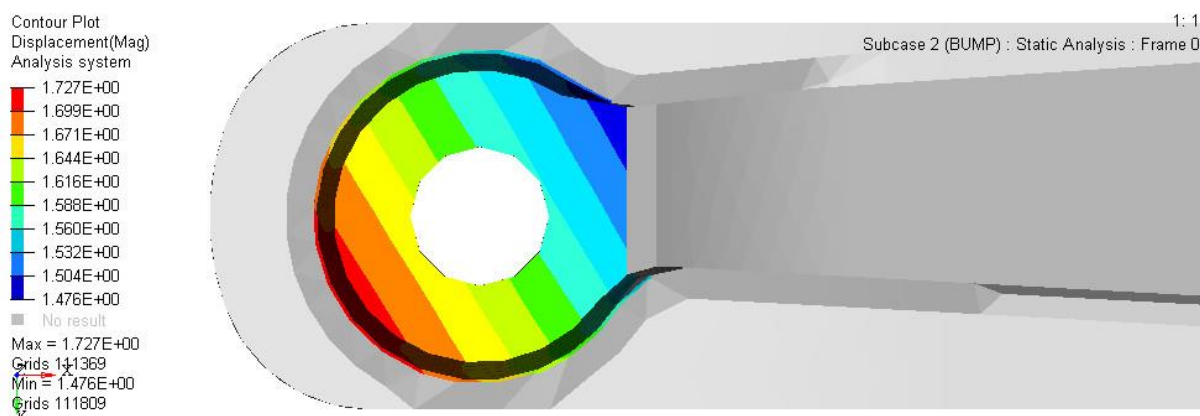


Figura 27 – Deformações no Ponto N60, Peça Otimizada
Fonte: Autoria Própria

Para o ponto N70 a deformação foi coletada da mesma maneira que para o ponto N60. Esse resultado está na Figura 28. Uma aproximação da região próxima ao furo, permite identificar que a deformação nessa região é de mais ou menos 1,198mm.

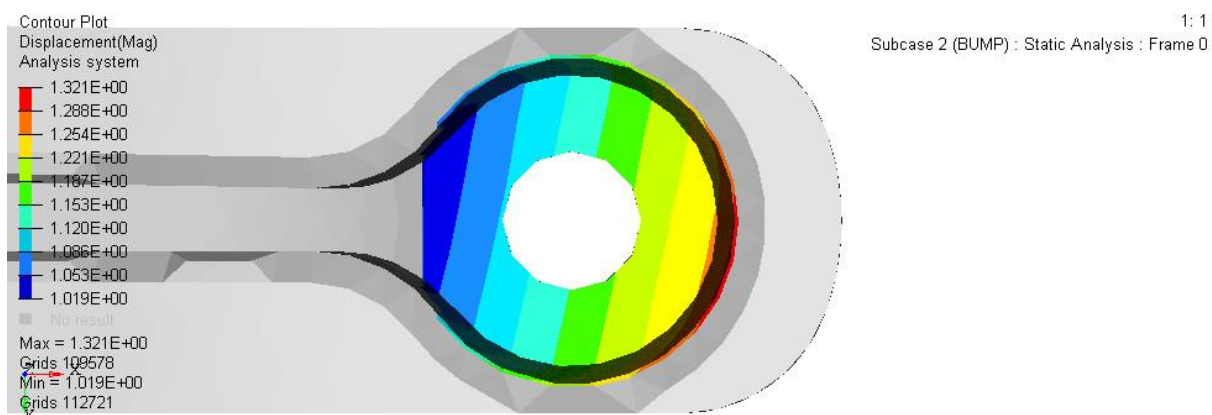


Figura 28 – Deformações no Ponto N70, Peça Otimizada
Fonte: Autoria Própria

Para o componente original, a análise de deformações para os pontos N60 e N70 seguiram os mesmos critérios da peça otimizada. Na Figura 29, está o resultado da deformação abaixo do ponto N60 da peça original. Nela tem-se que a deformação na região próxima ao furo é de cerca de 1,636mm.

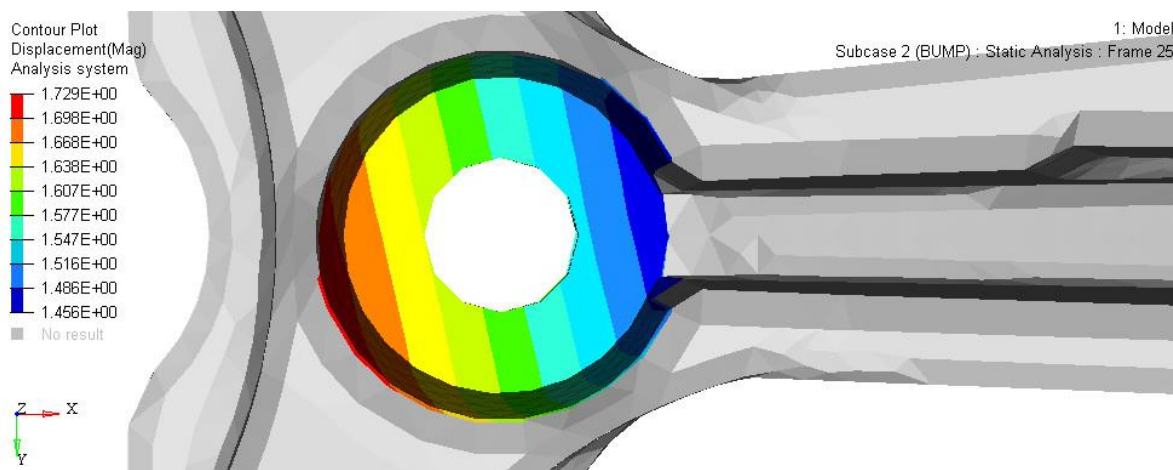


Figura 29 – Deformações do Ponto N60, Peça Original
Fonte: Autoria Própria

No ponto N70, a deformação foi de cerca de 1,233mm. Esse resultado está sendo mostrado na Figura 30.

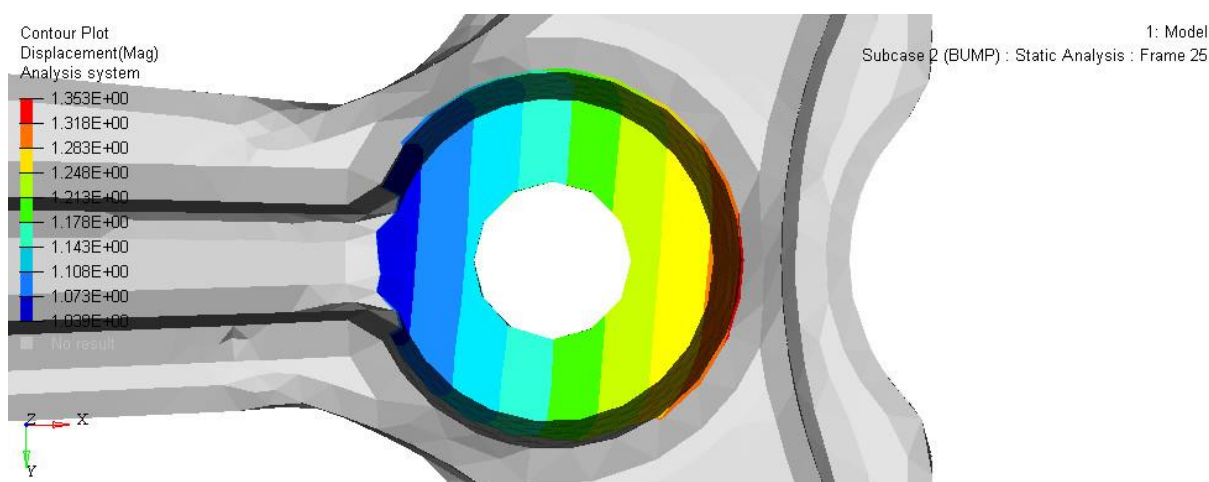


Figura 30 – Deformações do Ponto N70, Peça Original
Fonte: Autoria Própria

De maneira resumida, para esse caso, as deformações do componente otimizado foram menores do que as apresentadas pela peça original, isso é um indicativo de que a peça nova é ligeiramente mais rígida. Outro ponto importante, é a deformação das junções com o estabilizador. O interessante é que as deformações em ambas pernas são praticamente simétricas, mesmo que as suas geometrias sejam diferentes. Isso foi buscado na peça otimizada e o resultado obtido está na Figura 31, a qual mostra os membros de fixação do estabilizador de ambas peças.

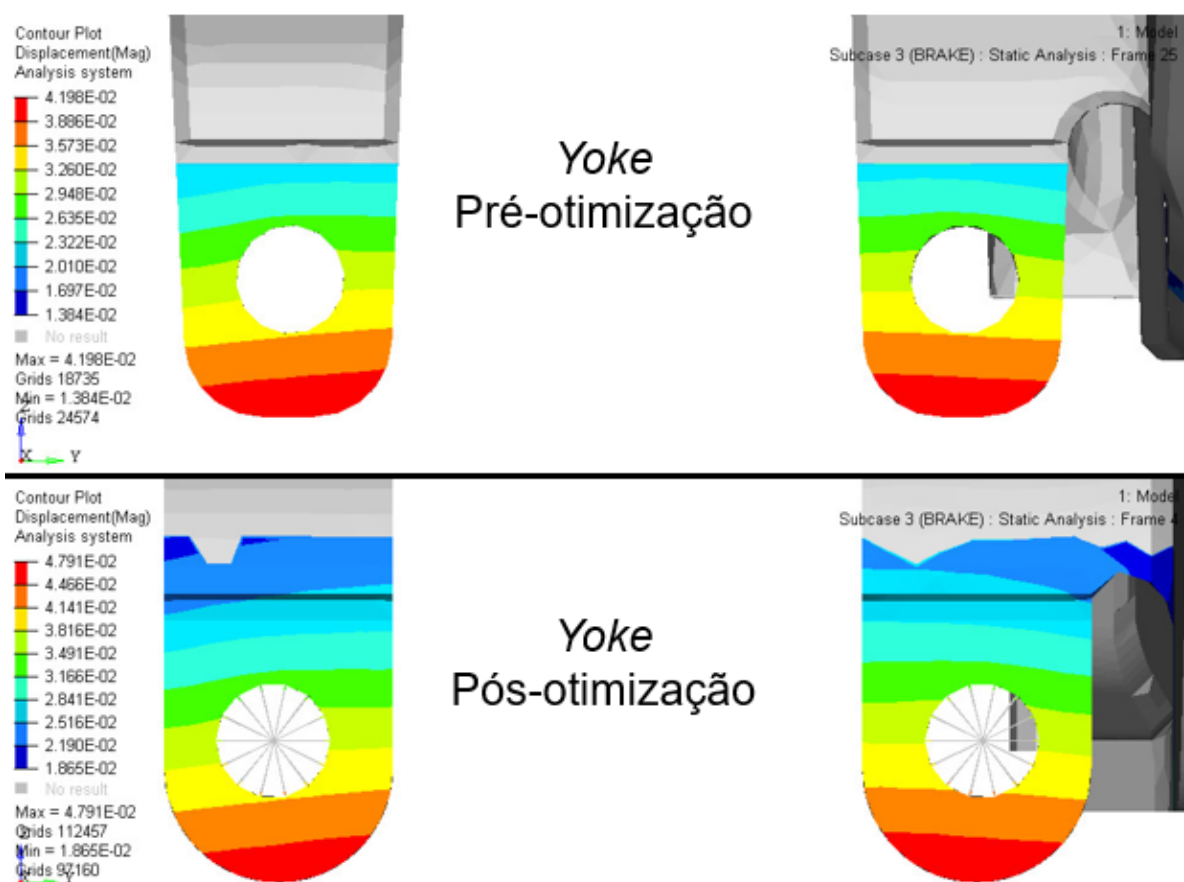


Figura 31 – Comparativo das Deformações da Região do Estabilizador
Fonte: Autoria Própria

Apesar de sofrer uma deformação um pouco maior que a peça original, não que isso seja um problema, a deformação dos membros da peça otimizada também é praticamente simétrica como a peça original.

Os demais casos analisados aqui não mencionados obtiveram um desempenho satisfatório. Com isso tem-se: as tensões resultantes do aperto dos parafusos U não ultrapassaram os limites admissíveis; a deformação proveniente do amortecedor é inferior à deformação do *Yoke* original e a deformação devido a barra estabilizadora se manteve no mesmo nível.

6 CONCLUSÃO

Com os resultados da OT e das análises comparativas propostas foi possível criar um novo design para o *Yoke*, que satisfizesse os requisitos do projeto (percentual de redução de massa, rigidez do componente e tensões sofridas). Com isso, o *Yoke* otimizado é 13% mais leve que o original e ainda um pouco mais rígido. Isso só mostra a grande capacidade dos softwares de otimização topológica e a grande influência deles sobre o desenvolvimento de produtos.

REFERÊNCIAS

- AZEVEDO, Álvares F. M. **Método dos Elementos Finitos**. Porto, 2003.
- BENNETT, Sean. **Heavy Duty Truck Systems**. Delmar, Clifton Park, 2009.
- GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. SAE International, 1992.
- KOGA, A. A. **Projeto de Dispositivos de Micro Canais Utilizando o Método de Otimização Topológica**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.
- NUNES, Manuel J. L. **Metodologias de Desenvolvimento de Novos Produtos Industriais**. Braga, 2004.
- SAITOU, K; IZUI, K; NISHIWAKI, S.; PAPALAMBROS, P. **A Survey of Structural Optimization in Mechanical Product Development**. Journal of Computing and Information Science in Engineering. set. 2005.
- SILVA, E. C. N.; **Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Peças Mecânicas**. 2009.
- SORIANO, Humberto Lima. **Elementos finitos – Formulação e Aplicação na Estática e Dinâmica das Estruturas**. Editora Ciência Moderna, Rio de Janeiro, 2009.
- TIZZARD, A. **An Introduction to Computer-aided Engineering**. McGraw-Hill, Londres, 1994.
- ZIENKIEWICZ, O. C., TAYLOR, R. L., ZHU, J. Z. **The Finite Element Method**. McGraw-Hill, Londres, sexta edição, 2005.