



PROJETO DE GRADUAÇÃO

Otimização Topológica de Pistão em Suspensão a Ar

Por,
Luiz Henrique Dal Castel Missio

Brasília, 20 de Novembro de 2019

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE PISTÃO EM SUSPENSÃO A AR

POR,

Luiz Henrique Dal Castel Missio

Relatório submetido como requisito para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Éder L. de Albuquerque, UnB/ENM (Orientador)

Prof. Adriano Possebon Rosa, UnB/ENM

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, UnB/ENM

Brasília, 20 de Novembro de 2019

RESUMO

O presente trabalho apresenta um projeto de otimização estrutural topológica em pistões utilizados em atuadores de suspensões a ar. São apresentados os principais tipos de suspensão utilizadas em veículos de passeio e comerciais, bem como detalhes sobre o funcionamento de suspensões a ar e sua tendência de adoção no mercado. Tipos de processo de otimização são revisados na literatura e a otimização topológica é escolhida como o procedimento adequado para otimizar o pistão visando diminuir a utilização de material em sua fabricação enquanto mantém-se sua aplicabilidade no projeto. Dados de geometria e material são obtidos através das fabricantes, e as forças envolvidas no funcionamento do pistão são estimadas com base em testes de fábrica. Um modelo em elementos finitos no programa Simulia Abaqus foi desenvolvido e testes de convergência de malha são executados para a escolha de elementos de malha utilizados. A otimização é executada em diversas rodadas de simulações e é apresentada uma nova geometria utilizando um volume menor que mantém a funcionalidade da peça. Considerações sobre os custos e benefícios associados à otimização topológica são apresentadas.

ABSTRACT

This work presents a topology optimization project applied to pistons used in air spring suspension actuators. The main types of vehicle suspensions are presented as well as details about the operation of air spring suspensions and their market adoption trends. Different types of optimization processes are reviewed and the topology optimization is chosen to be the adequate procedure used to optimize the piston when aiming to reduce the amount of material used while keeping its application. Geometry and material data is obtained from the manufacturer and loads during operation are estimated based on factory tests. A finite element model is developed using the software Simulia Abaqus and a mesh convergence analysis is performed in order to choose element type and mesh size. The optimization is performed through numerous simulation rounds, and a new geometry using less material is presented. Considerations on costs and benefits associated to the topology optimization are presented.

Sumário

1. Introdução	1
1.1 Contextualização do Problema.....	1
1.2 Objetivos do Trabalho.....	5
1.3 Organização do Trabalho	6
2. Revisão Teórica.....	7
2.1 Sistemas de Suspensão.....	7
2.1.1 Objetivos do sistema de suspensão e breve histórico	7
2.1.2 Suspensões a Ar	10
2.2 Processo de Otimização Estrutural e Otimização Topológica	16
2.2.1 Tipos de Otimização e Objetivos Gerais	16
2.2.2 Otimização Topológica.....	19
2.3 Especificidade do Problema.....	22
3. Metodologia	26
3.1 Metodologia.....	26
4. Geometria, Materiais e Estado de Forças Envolvidas	30
4.1 Geometria A Ser Otimizada.....	30
4.2 Material.....	32
4.3 Forças Envolvidas.....	35
4.3.1 Tensão Devido ao Teste de Pressão.....	35
4.3.2 Tensão devido ao Teste de Coluna Central.....	36
4.3.3 Tensão devido ao Parafuso	37
4.3.4 Reações de Condições de Fixação	38
5. Modelagem em Elementos Finitos.....	40
5.1 Software e máquina utilizada.....	40
5.2 Preparação de Modelo de Geometria.....	40
5.2.1 Preenchimento do Domínio	40

5.2.2 Condição de Simetria.....	41
5.3 Modelagem	43
5.3.1 Condições de Contorno.....	44
5.3.2 Cargas	44
5.3.3 Etapas.....	45
5.4 Convergência e Desenvolvimento de Malha	45
5.4.1 Tipos de Elementos de Malha Utilizados	45
5.4.2 Particionamento para Criação de Malha Hexaédrica.....	46
6. Otimização do Pistão	53
6.1 Simulação da Geometria Original.....	53
6.2 Modelo Geral de Otimização	56
6.2.1 Variáveis de Projeto, Função Objetiva e Restrições.....	56
6.2.2 Configuração do Módulo de Otimização.....	56
6.2 Otimizações, Resultados Parciais e Comentários	58
6.3 Principal Modelo Resultante e <i>Insights</i>	64
6.5 Principais Custos e Benefícios.....	70
6.5.1 Do Pistão Otimizado	70
6.5.2 Do Processo de Otimização Topológica	70
7. Conclusões e Trabalhos Futuros	72
7.1 Conclusões sobre Nova Geometria e Processo de Otimização.....	72
7.2 Trabalhos Futuros	73
Bibliografia.....	74
Anexos.....	77

Lista de Figuras

Figura 1. Sistema suspensão a ar montada em conjunto com feixe de molas em um caminhão. Fonte: Firestone IP, com alterações.	1
Figura 2. Configurações em suspensão a ar numa Land Rover modelo Range Rover ano 2013, equipada com o sistema de suspensão ativa a ar. Fonte: CNET, com alterações.	2
Figura 3. Esquema de montagem para sistema completo de suspensão a ar. Fonte: KrazyTech, com alterações.....	3
Figura 4. Instalações da Firestone Industrial Products na cidade de Arnhem, na Holanda. Fonte: Green Real State.	4
Figura 5. Otimização topológica aplicada em um braço de suspensão. Da esquerda para a direita: a peça original, modelada em elementos finitos; o resultado da otimização topológica e; peça finalizada após um redesenho levando em consideração condições de fabricação e acabamento.Fonte: Simulia, com alterações.....	5
Figura 6. Evolução de sistemas de suspensão. (a) Ford Model T em 1906 e (b) Chevrolet Corvette em 2015. Fonte:Model T Club e Popular Mechanics, com alterações.....	7
Figura 7. Suspensões do tipo (a) não independente, e (b) independente. Ambas têm estruturas de amortecedor e molas. Fonte (Integrated Publishing Inc, 2012), com alterações.	8
Figura 8. Modelo de 1/4 de veículo. Fonte: (Souza, 2016).....	9
Figura 9. Diversas aplicações de suspensões a ar. Atuadores a ar instalados em (a) Audi A8 2017 e (b) em conjunto não independente de suspensão em um caminhão. Fonte: Audi e Firestone IP, com alterações.....	11
Figura 10. Modelo mecânico para o componente da mola a ar, com amortecedor incluído. Fonte: (Zhu, Yang, & Zhang, 2017).....	12
Figura 9. Movimento de curva em um caminhão e arranjo de suspensão a ar mais comum neste tipo de veículo. a) esquema de movimento do centro de massa do veículo, que pode causar capotamentos. b) suspensão a ar em conjunto com feixe de molas, ajuste por nivelamento. Fonte: Guia do TRC e Firestone IP, com alterações.	12
Figura 11. Suspensão a ar modelo Airide. Fonte: Firestone IP.....	13
Figura 12. Foto de um pistão para aplicação em suspensão a ar, vista superior e inferior. Fonte: Firestone IP (2013).	14

Figura 13. <i>Pellets</i> de Ultramida, nome comercial do material utilizado para a fabricação do pistão. Fonte: (GDGOLFAT, s.d.).....	15
Figura 14. Processo de moldagem por injeção. Fonte: Mechanical Arena, com alterações	16
Figura 15. Otimização topológica de uma ponte. a) modelagem da ponte, já com superfície discretizada pela criação de uma malha (não visível) e com condições de contorno aplicadas. b) resultado do processo de otimização topológica com filtros de visualização de resultados aplicados. Fonte: Simulia, com alterações.	18
Figura 16. Diferentes tipos de otimização estrutural. a) otimização paramétrica. b) otimização de forma e c) otimização topológica. Fonte: (Johansen, 2013).	19
Figura 17. Resultado de um processo de otimização topológico em que foi permitido o relaxamento do problema contínuo, e elementos podem assumir densidade diferente de 1 ou 0 (representados por cores diferentes de preto). Fonte: (Padoim, 2014).	20
Figura 18. Representação de um resultado com o padrão de instabilidade "tabuleiro de xadrez", resultante de uma otimização utilizando SIMP. Fonte: (Padoim, 2014).....	21
Figura 19. Conjunto atuador da suspensão a ar Firestone, modelo 1T15MP-6, com variação na fixação. a) foto do modelo vazio e b) desenho esquemático do atuador, com dimensões em polegadas. Fonte: AirFren.com e Firestone IP.....	22
Figura 20. Testes da linha de controle de qualidade. a) Teste de coluna central. b) Teste de coluna externa. c) Teste de pressão interna. Fornte: Firestone IP, <i>Desenho Técnico</i>	24
Figura 21. Vista inferior do pistão a ser otimizado. a) geometria original b) em branco, a região onde é possível executar mudanças de geometria para buscar a melhor distribuição de material.	25
Figura 22. Processo de otimização dentro do ambiente do programa Simulia Abaqus.	28
Figura 23. Foto da parte inferior do pistão.	30
Figura 24. Vista isométria do pistão em modelo CAD.	30
Figura 25. Desenho técnico do pistão, vista lateral, corte até o centro, com dimensões em milímetros. Fonte: Firestone IP.....	31
Figura 26. Desenho técnico da vista inferior do pistão. Fonte: Firestone IP	31
Figura 27. Vista superior do pistão, em modelo CAD. O furo central é passante para o parafuso único de fixação.	32
Figura 28. Módulo de Elasticidade em função da temperatura do material. O A3WG6 é o material utilizado no pistão a ser otimizado. Fonte: BASF, 2005.....	33

Figura 29. Tensão vs deformação da Ultramid®A3WG6 em diferentes temperaturas. Fonte: BASF, 2005.	34
Figura 30. Dados de resistência a fadiga do material. Amplitude de tensão pelo número de ciclos de operação. Fonte: (BASF).	35
Figura 31. Região de pressão aplicada a toda a parte externa do pistão, em vermelho.	36
Figura 32. Região de pressão devido ao teste de coluna central.	36
Figura 33. Área de aplicação da força do parafuso ao pressionar o pistão.	37
Figura 34. Diferença da dimensão entre a coluna central e externa. A coluna central entra em contato com a base antes, embora seja esperado que a deformação da coluna externa alcance a base já na montagem.	38
Figura 35. Condições de limitação de movimento. Em verde, região fixada em todas as direções; em amarelo, região com restrição de movimento na direção x e; em vermelho, região limitada a 1,6mm de movimento em x.	39
Figura 36. Preenchimento do modelo de pistão. a) Pistão original e b) pistão preenchido.	41
Figura 37 - Localização das aletas de preenchimento, nos círculos claros e indicados por setas. Essas formações não são utilizadas na fabricação atual do pistão.	41
Figura 38 - Visão dimétrica do modelo de 1/4 de pistão preenchido.	42
Figura 39 - Geometria do pistão adaptada, renderização dimétrica superior e inferior. a) Pistão original, b) Pistão preenchido com o domínio otimizável definido e c) Quarto de pistão preenchido, que será utilizado nas otimizações.	42
Figura 40. Seleção das propriedades de material.	43
Figura 41. Configuração de simetria rotacional no quarto de pistão. A superfície “Surf 12”, em vermelho é a de origem, e a superfície “Surf 11”, em roxo, é a de destino.	43
Figura 42 - Condições de contorno. a) Limitação de movimento devido ao apoio na superfície inferior e b) Encastre devido ao parafuso de fixação.	44
Figura 43 - Configuração de cargas aplicadas no modelo, áreas de aplicação de carga em vermelho, dimensões em MPa. a) Teste de pressão e b) Teste de coluna.	45
Figura 44 - Peça com malhas utilizando elementos tetraédricos (TET) e hexaédricos (HEX). Fonte: ANSYS LCC (2019)	46
Figura 45 - Particionamento do quarto de pistão. a) Quarto de pistão original, b) Arestas de corte e c) Partições realçadas.	47

Figura 46 – Modelos de malha com progressivamente maior densidade de elementos tetraédricos. a) Pistão discretizado em 24 mil elementos. b) Pistão discretizado em 745 mil elementos.	48
Figura 47 - Resultado do processo de convergência de malha tetraédrica. A malha converge em 127.695 elementos para este modelo.	49
Figura 48. Modelos de malha com progressivamente maior densidade de elementos hexaédricos. a) Pistão discretizado em 29 mil elementos. b) Pistão discretizado em 635 mil elementos.....	50
Figura 49. Tempo de simulação e regressão linear para elementos hexaédricos e tetraédricos.	51
Figura 50 - Resultado do processo de convergência de malha hexaédrica. A malha converge em 74.665 elementos para este modelo.	51
Figura 51. Condições de contorno (vistos nos quadros a e b) e aplicação de cargas (quadros c e d), no modelo de pistão original.....	53
Figura 52. Resultados do teste de convergência de malha do pistão original.....	54
Figura 53. Resultado de simulação no pistão original. a) Vista dimétrica do pistão. b) Vista inferior, com destaque para zoom, em laranja. c) Região com o pico de tensão de von Mises, alcançando 104,6 MPa.....	55
Figura 54. Definição de um <i>job</i> de otimização na interface Simulia Abaqus. a) Árvore de otimização. b) Tela de criação, com acesso a escolha de algoritmo e ajustes avançados.	57
Figura 55. Primeiro resultado compreensível de otimização topológica. Escala de tensões von Mises ajustada para evidenciar tensões em rasgos.	58
Figura 56. Problema de demoldagem. a) Geometria possível de demolde. b) Geometria impossível de demolde, especialmente na região destacada.	59
Figura 57. Configuração do controle de demolde. a) Seleção na árvore de otimização do Abaqus. b) Configuração avançada do demolde, com seleção de um vetor de demolde.	59
Figura 58. Resultados parciais de otimização com controle de demolde em duas vistas. Escala de tensões ajustada para evidenciar rasgos.	60
Figura 59. Otimização com restrição geométrica de simetria rotacional interna de 60°. a) Vista dimétrica b) Vista inferior do pistão.	61
Figura 60. Processo de otimização do pistão com algoritmo <i>sensitivity based</i>	62
Figura 61. Processo de otimização do pistão com o algoritmo <i>condition-based</i>	62
Figura 62. Resultado de otimização topológica do pistão.	64

Figura 63. Vista interna do pistão otimizado. a) Vista inferior. b) Detalhe das "costelas" criadas pela otimização.	65
Figura 64. Tensões de von Mises no pistão otimizado, legenda com dimensão em MPa. a) Resultados para o teste de coluna. b) Resultados para o teste de pressão.	66
Figura 65. Tensões na vista lateral. A legenda é a mesma da Figura 63. a) Teste de coluna. b) Teste de pressão, onde aconteceu o pico de tensão de 54,97 MPa, na área em vermelho.	66
Figura 66. Deflexões no pistão otimizado. a) Teste de Coluna. b) Teste de pressão, onde aconteceu o pico de deflexão de 0,705mm, na área em vermelho.	67
Figura 67. Variáveis de otimização do pistão, em 44 ciclos.	67
Figura 68. Progressão da otimização em ciclos selecionados. A convergência ocorreu no ciclo 44.	68
Figura 69. Comparação entre a geometria original e o pistão otimizado.	69

Lista de Tabelas

Tabela 1. Condições de operação em diferentes modelos de suspensão a ar. Fonte: Firestone IP.	23
Tabela 2. Propriedades mecânicas do material AW3G6.....	35
Tabela 3. Resultado do teste de convergência de malha tetraédrica.....	48
Tabela 4. Resultado do teste de convergência de malha hexaédrica.....	50
Tabela 5. Propriedades do pistão original a serem usadas como base de referência para a otimização.	54
Tabela 6. Compilado de resultados de otimização e comparação com valores de referência.	68

1. Introdução

1.1 Contextualização do Problema

Sistemas de suspensão a ar têm sido utilizados primariamente em aplicações comerciais e de automóveis de luxo, principalmente devido ao seu relativo alto custo de aquisição em relação aos sistemas comumente empregados em carros de passeio, como montagens com molas helicoidais. No entanto, a utilização de suspensões a ar (individual ou montada em conjunto com feixe de molas, como na Figura 1) fornece maior conforto e consistentemente uma melhor dirigibilidade em veículos, principalmente devido a suas características de adaptação de rigidez a diferentes terrenos e cargas transportadas, o que resulta em melhores condições de aderência no contato pneu-piso, e por isso um aumento na segurança dos usuários. Além disso, suspensões a ar são úteis em aplicações específicas que requerem controle de elevação do solo, como carregamento de bagagens em camionetas e para nivelar o piso de ônibus e vans com o da calçada no momento do embarque e desembarque de passageiros. Por oferecer um maior controle sobre a dinâmica dos veículos, suspensões a ar, especialmente em versões com controle ativo de rigidez, podem ser uma solução para baratear os custos de manutenção a longo prazo – tanto para o conjunto de suspensão quanto para os demais equipamentos envolvidos na rolagem dos automóveis.



Figura 1. Sistema suspensão a ar montada em conjunto com feixe de molas em um caminhão. Fonte: Firestone IP, com alterações.

Ao contrário dos sistemas mais utilizados em carros de passeio, como os que empregam molas helicoidais e têm características de amortecimento fixas pelos seus fatores construtivos, sistemas de suspensão a ar funcionam controlando suas propriedades de absorção de impacto a partir do fornecimento de ar pressurizado de uma fonte contínua. Sistemas ajustáveis em que o ajuste não se dá em função de sinais externos são chamados passivos, enquanto os que variam a força transmitida em função de sinais externos são chamados de semi-ativos ou ativos, dependendo do nível de controle da suspensão (Sorli & Quaglia, 1999). Para momentos em que se exige uma suspensão mais dura, ideal para um maior controle e dirigibilidade do veículo (Smith, 1978), é possível fornecer uma maior pressão ao sistema, de maneira que a cinta da mola a ar se infla e resulta numa constante de mola mais rígida. Analogamente, para configurações que priorizam conforto, é possível deixar com menor rigidez e em geral maior curso de suspensão. Também existem configurações que visam somente controlar a altura do chassi em relação ao solo, como para aumentar a eficiência aerodinâmica do veículo em altas velocidades, como na Figura 2a, ou prevenir contato em pistas acidentadas, como mostra a Figura 2c.



Figura 2. Configurações em suspensão a ar numa Land Rover modelo Range Rover ano 2013, equipada com o sistema de suspensão ativa a ar. Fonte: CNET, com alterações.

Em comparação com sistemas que utilizam feixes de molas ou molas helicoidais, o sistema de suspensão a ar é mais complexo. Isso se dá principalmente pelos fatores construtivos do equipamento que substitui o correspondente a mola, e a necessidade de componentes embarcados para seu controle. Enquanto sistemas de carros de passeio utilizam um arranjo de barras, molas e amortecedores, suspensões a ar necessitam do suprimento de ar comprimido, o que geralmente inclui um cilindro acumulador ligado a um compressor, além de filtros, solenóides (válvulas de pressão) e unidades controladoras, em esquemas de montagem semelhantes ao da Figura 3. O custo do controle do sistema e de peças como o pistão, mostrado na Figura 3, somam-se de maneira que o sistema como um todo torna-se caro.

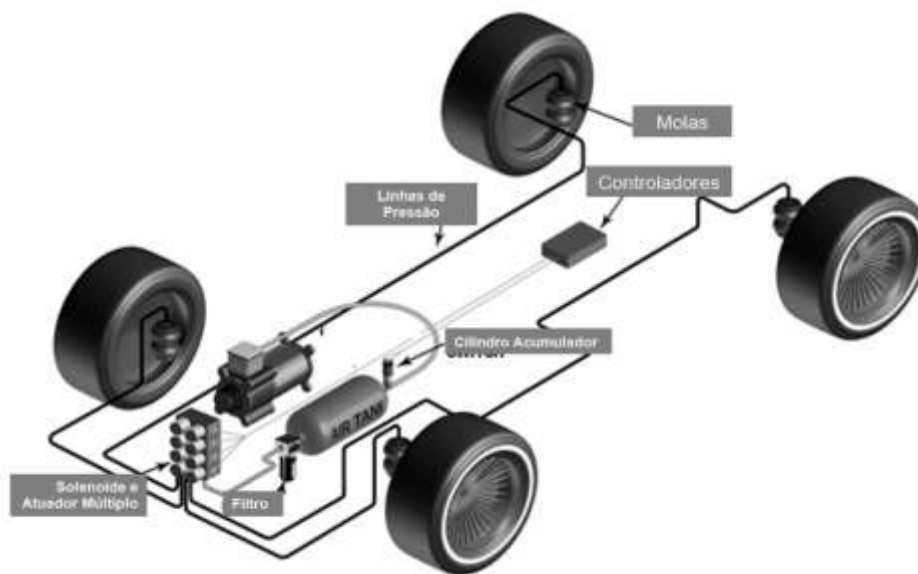


Figura 3. Esquema de montagem para sistema completo de suspensão a ar. Fonte: KrazyTech, com alterações.

A indústria de suspensões a ar movimentou US\$4.963,6 milhões em 2015. Embora haja alta competitividade no mercado, com a maioria dos clientes preferindo sistemas com molas de aquisição mais baratas e simples, principalmente do tipo helicoidais, é esperado um aumento de 7,6% em demanda global por sistemas a ar entre 2016 e 2022 (P&S Market Research, 2016). A empresa americana Firestone Industrial Products representa grande parte deste mercado, desenvolvendo sistemas de suspensão a ar há 75 anos, sendo uma das pioneiras no negócio. Sua subsidiária na cidade de Arnhem, Holanda, é responsável pela fabricação e distribuição dos produtos pelo norte e leste europeu, principalmente da peça de base dos atuadores, conhecido como pistão, mostrado na Figura 4.



Figura 4. Instalações da Firestone Industrial Products na cidade de Arnhem, na Holanda. Fonte: Green Real State.

O pistão, por ser o componente responsável por fixar todo o arranjo do atuador no movimento do eixo de rolagem e suportar todas as cargas envolvidas no movimento dinâmico da suspensão, é também um dos componentes críticos no produto que mais demanda peças de reposição. Com o aumento esperado de demanda por sistemas de suspensão a ar (P&S Market Research, 2016), e por consequência no mercado de reposição de peças, os custos marginais não associados ao desenvolvimento de produtos são colocados em cheque, especialmente aqueles que utilizam matéria prima altamente processada, como o pistão, que utiliza um compósito de poliamida com fibra de vidro. Atualmente o produto oferecido pela Firestone é considerado funcional e com durabilidade adequada, mas potencialmente encarecido pelo uso excessivo de material para a condição de carga utilizada. Uma otimização dessa geometria para verificar a melhor possibilidade de distribuição de tensões pode resultar em uma diminuição de volume e consequentemente diminuir a quantidade de material utilizado para a fabricação dos pistões.

Processos de otimização estrutural tem por objetivo buscar a melhor configuração geométrica possível a fim de satisfazer uma função objetivo e limitações definidas pelo problema. Segundo Padoim(2014, p. 76), conforme citado por Cheng (1999), “O objetivo da otimização estrutural consiste na busca dos melhores valores de certas variáveis que levam a projetos ótimos ao mesmo tempo em que todas as restrições impostas sejam satisfeitas”. Para o caso de otimização de uma estrutura complexa, como um pistão de suspensão a ar, em um domínio de três dimensões e com várias limitações de fabricação e operação, isto é, uma peça que já está no mercado, a otimização estrutural topológica é uma opção relevante para se alcançar a distribuição ótima de material procurada.

Na otimização topológica, diferentemente da otimização paramétrica e de forma, permite-se a criação de regiões de vazio (ou de densidade igual a zero) dentro de um domínio fixo, enquanto se

reforça outras regiões controlando a densidade dos elementos discretizados, relacionada às malhas de elementos finitos, exemplificado na Figura 5. Este é o tipo de otimização estrutural que, principalmente quando utilizada com o auxílio de ferramentas computacionais, geralmente apresenta um número elevado de variáveis e restrições no projeto (Padoim, 2014). Dessa maneira, a estratégia da otimização topológica no problema de encontrar a distribuição ótima de material para o pistão de suspensão a ar da Firestone é uma alternativa relevante, especialmente considerando as especificidades de projeto de operação e fabricação das peças.

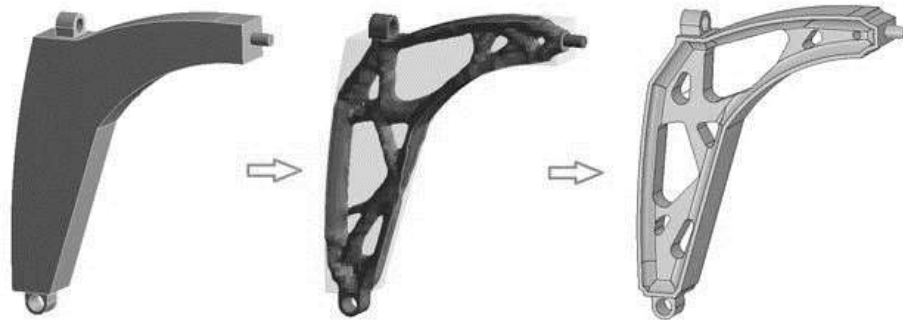


Figura 5. Otimização topológica aplicada em um braço de suspensão. Da esquerda para a direita: a peça original, modelada em elementos finitos; o resultado da otimização topológica e; peça finalizada após um redesenho levando em consideração condições de fabricação e acabamento. Fonte: Simulia, com alterações.

1.2 Objetivos do Trabalho

O objetivo do trabalho é executar a otimização topológica de um pistão aplicado em suspensões a ar para caminhões e ônibus, fabricado pela empresa Firestone. Para isso, os objetivos parciais são descritos a seguir:

- Descrever e levantar da literatura o funcionamento e aplicação de suspensões a ar;
- Descrever o processo de otimização topológica e a sua aplicação no problema de otimizar o pistão;
- Executar o levantamento das condições de operação do pistão, que incluem condição de carregamento, propriedades geométricas e de material;
- Realizar a modelagem preliminar do problema no ambiente computacional do programa Simula Abaqus;
- Executar diversas rodadas de otimização e redesenhos;
- Propor uma nova geometria otimizada.

1.3 Organização do Trabalho

Após a introdução já apresentada, o capítulo 2 expõe uma revisão teórica dos sistemas de suspensão mais utilizados em veículos comerciais e de passeio, em especial suspensões a ar. Aspectos construtivos, de funcionamento e fabricação do modelo de pistão a ser otimizado são descritos. Além disso, é apresentado uma revisão dos métodos de otimização estrutural topológica mais usados, seu funcionamento e interação com métodos de elementos finitos, bem como a abordagem utilizada pelo programa comercial a ser empregada na otimização do pistão.

O capítulo 3 apresenta a metodologia a ser utilizada, com especificações do ciclo de otimização dentro e fora do programa. Como o processo de otimização utilizando elementos finitos envolve trabalhos de reavaliações com base nos resultados das interações, aqui é explicado de que maneira os processos de decisão irão ocorrer.

Após definidas as estratégias para a resolução do problema, o capítulo 4 traz as condições de contorno e especificidades de operação do pistão, com sua geometria, propriedades dos materiais utilizados e forças envolvidas no problema, com algumas considerações de carregamento durante o funcionamento e definição das condições-limite a que o pistão está sujeito.

Determinadas todas as especificações do problema, o capítulo 5 apresenta as ferramentas computacionais utilizadas e a modelagem do pistão, suas condições de contorno e propriedades no programa de otimização. Diversos testes de convergência são executados, bem como estudos sobre os elementos de malha mais apropriados para o problema. Condições de otimização de tempo de processamento são propostas.

O capítulo 6 apresenta o modelo geral de otimização, os resultados parciais, as principais inspirações provindas dos resultados, uma malha suavizada resultante e o redesenho do pistão. São evidenciadas as principais mudanças e avaliados os benefícios e custos da otimização topológica.

Finalmente, o capítulo 7 aborda os principais resultados, conclusões sobre a nova geometria, implementação e aprendizados sobre o processo de otimização topológica como um todo. Novos temas e linhas de estudo são sugeridos para trabalhos futuros.

2. Revisão Teórica

2.1 Sistemas de Suspensão

2.1.1 Objetivos do sistema de suspensão e breve histórico

Um dos principais objetivos dos sistemas de suspensão em veículos é isolar o máximo possível o chassi do automóvel das vibrações causadas por imperfeições nas pistas de rodagem (Eskandary, Khalepour, Wong, & Ansari, 2016). Segundo Smith (1978), “um sistema de suspensão deve prover independência entre os movimentos das rodas e uma margem de descolamento vertical suficiente para absorver as acelerações verticais devido a inércia da massa suspensa e de irregularidades na pista”. Além disso, no desenvolvimento das suspensões automotivas sempre é buscada a harmonização entre conforto do passageiro e segurança ao dirigir, ou seja, as imperfeições na pista devem ser transmitidas o mínimo possível enquanto simultaneamente os pneus continuem em máxima aderência ao solo (Belforte & Ferranesi, 1996). Para conseguir um balanço entre estas duas dimensões, isto é, fornecer o nível de conforto que clientes esperam dos veículos mantendo altos padrões de segurança, vários tipos de geometria e componentes foram desenvolvidos. Sistemas mais simples, compostos apenas por um elemento (Model T Club of America, 2003), como na primeira versão do Ford Model T, evoluíram para arranjos complexos de alto desempenho, como o do Chevrolet Corvette Stingray, visto na Figura 6, com sua suspensão traseira completamente independente e de rigidez variável.

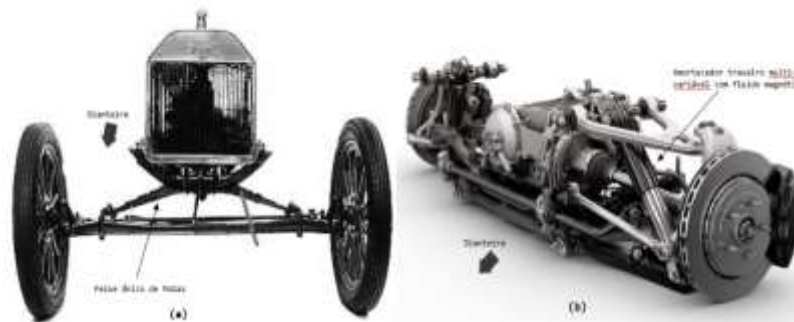


Figura 6. Evolução de sistemas de suspensão. (a) Ford Model T em 1906 e (b) Chevrolet Corvette em 2015. Fonte: Model T Club e Popular Mechanics, com alterações.

Dentre os vários arranjos possíveis, os componentes mais clássicos e convencionais de um sistema de suspensão passiva que trabalham em conjunto com o pneu para atenuar vibrações são (Integrated Publishing Inc, 2012 e Pereira, 2013):

- Braços conectores, também conhecidos como bandejas em carros de passeio, são a ligação estrutural entre a massa suspensa e não suspensa do veículo;

- Um elemento elástico – em geral algum tipo de mola – que suporta a massa do veículo e contribui com a força oposta ao deslocamento vertical da suspensão e;
- Um elemento dissipador de energia, conhecido como amortecedor, que tem como função dissipar a energia liberada pelas molas, bem como estabilizá-las.

Vários outros elementos podem ser adicionados aos arranjos, mas em geral todo tipo de sistema de suspensão apresenta algum elemento cumprindo a função de um dos componentes citados acima, em configuração dependente ou independente por ponta de eixo, exemplificados na Figura 7.

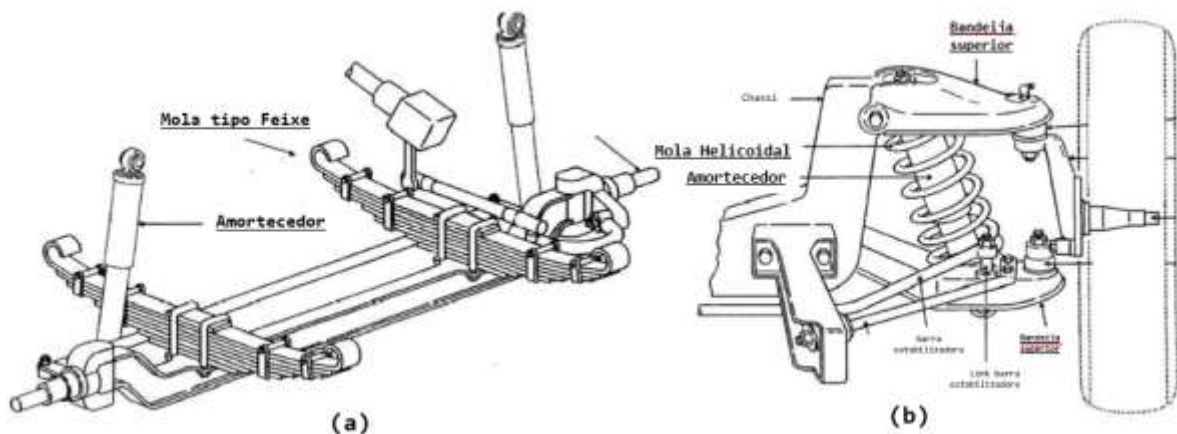


Figura 7. Suspensões do tipo (a) não independente, e (b) independente. Ambas têm estruturas de amortecedor e molas. Fonte (Integrated Publishing Inc, 2012), com alterações.

Para o funcionamento e controle ideal dos sistemas, uma preocupação importante é de que os elementos individuais de uma suspensão sejam rígidos o suficiente para que as rodas não tenham movimentos provenientes da deflexão dos componentes e se desloquem apenas de acordo com as oscilações previstas pela geometria da suspensão (Smith, 1978). A rigidez total de um sistema, isto é, a sensação de conforto dos passageiros ou a qualidade da dirigibilidade se dará através da interação entre os elementos vibrantes, principalmente pneus, molas e amortecedores.

Segundo Souza (2016), citando Gillespie (1992), o modelo clássico de suspensão automotiva trata de $\frac{1}{4}$ de veículo em um arranjo massa-mola-amortecedor, e pode ser observado na Figura 8, onde M_s representa a massa suspensa, M_u representa a massa não suspensa, k_s e k_t são a rigidez da mola e do pneu, respectivamente, b_s o coeficiente de amortecimento do amortecedor, w a excitação da entrada, representando o pavimento, e x_1 e x_2 o deslocamento das massas na direção vertical.

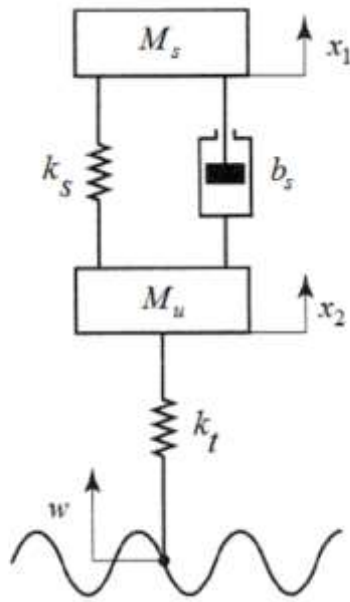


Figura 8. Modelo de 1/4 de veículo. Fonte: (Souza, 2016).

A frequência natural não amortecida (f_n) e amortecida (f_a) da massa suspensa do veículo (que por sua vez representa toda a massa não suportada pela mola), representada por M_s , pode ser expressa como (Souza, 2016) as equações (1) e (2):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{RR}{M_s}} \quad (1)$$

$$f_a = f_n \sqrt{1 - \vartheta} \quad (2)$$

Onde RR representa a rigidez equivalente da suspensão como um todo, e pode ser representada pela equação (3), enquanto ϑ representa a razão de amortecimento, que segundo Souza (2016), tem influência no projeto principalmente de suspensões de veículos passeio (a qual o modelo de 1/4 mais se aproxima), e em valores de razão de amortecimento entre 0,2 e 0,4 obtém-se resultados satisfatórios para o conforto dos passageiros.

$$RR = \frac{k_s k_t}{k_s + k_t} \quad (3)$$

Uma consideração importante é a linearidade da rigidez da suspensão. Pela Lei de Hooke, a constante de mola k , enquanto o material da mola é mantido em seu regime elástico, é dada pela equação (4):

$$k = \frac{F}{y} \quad (4)$$

Onde F é a força aplicada à mola e y seu resultante deslocamento. O k , por exemplo, representa a rigidez do pneu no modelo. Devido ao seu material visco elástico e seu regime de operação, o pneu pode apresentar não-linearidades graves, que tornam matematicamente mais complexos os modelos que se aproximem da realidade. Para molas helicoidais ou em feixe, comumente fabricadas em ligas de aço, em geral os fabricantes levam em conta cargas máximas de maneira que as peças trabalhem sempre em seu regime elástico, e portanto mais fácil de prever seu comportamento.

2.1.2 Suspensões a Ar

Suspensões a ar, ou pneumáticas, são aquelas que usam ar comprimido como elemento de dissipação de energia, e em algumas aplicações de amortecimento elástico. Este tipo de suspensão funciona com uma fonte de ar comprimido, geralmente embarcada no veículo para controlar a entrada e saída de ar de dentro de um equipamento atuador, como mostrado na Figura 3. Dessa maneira, quando instalado individualmente, comparados com instalações convencionais em carros de passeio, atuadores de suspensão a ar fazem tanto o trabalho das molas quanto do amortecedor. Por exemplo, em uma aplicação comercial em que se deseja transportar elevadas cargas, a altura de rodagem pode ser controlada aumentando o volume de ar dentro do atuador, de modo que é possível manter as configurações de rodagem e dirigibilidade em diferentes condições de carga. O ar é contido por uma cinta, em geral fabricada em material emborrachado com reforços de arame, semelhante ao material utilizado em pneus. Esta cinta tem que suportar a pressão da carga e ser flexível o bastante para permitir ajustes de altura, aumentando e diminuindo seu volume. Quando o amortecimento é feito exclusivamente por feixe de molas, veículos comerciais carregados trabalham a uma frequência de 2 a 2,5 hertz. Este valor sobe para 6 hertz quando o veículo está vazio. As suspensões mistas vibram a 1,5 hertz. Já as suspensões a ar operam com apenas 1,2 hertz, contribuindo para a vida útil de todos os componentes da suspensão (dos Santos, 2016).

Em algumas aplicações mais caras, suspensões a ar podem trabalhar junto com uma unidade de controle ativo, que capta sinais externos como velocidade de rodagem, aceleração lateral e vertical e carga transportada para controlar tanto a rigidez do sistema quanto a altura de rodagem. Carros como o Audi A8 utilizam, ao invés de bolsões de ar, estruturas cilíndricas que são ativadas não só por uma seleção do modo de operação do usuário (que escolhe entre os modos esporte, estrada de chão e conforto), mas também por estímulo de velocidade de rodagem e quantidade de passageiros (Lungwitz, 2017). Em aplicações mais comuns, como em caminhões, em geral é utilizado o sistema de atuadores com cinta emborrachada, principalmente por seu custo de reposição e manutenção. Para a aplicação no Audi A8, visto na Figura 9a, o uso do sistema a ar proveu uma melhor dirigibilidade e conforto (o que é a demanda esperada em um automóvel de luxo), enquanto em caminhões as suspensões a ar são

utilizadas porque equalizam a distribuição de peso entre os eixos, ajustam-se melhor à diferença entre cargas e aumentam a vida útil dos pneus, ou seja, diminuem os custos de manutenção - fator importante para o segmento (Blog do Caminhão Mercedes-Benz, 2016).



Figura 9. Diversas aplicações de suspensões a ar. Atuadores a ar instalados em (a) Audi A8 2017 e (b) em conjunto não independente de suspensão em um caminhão. Fonte: Audi e Firestone IP, com alterações.

Suspensões a ar de aplicação comercial são geralmente do tipo bolsão e em configuração ativa mecânica, isto é, sem auxílio eletrônico. Nesse tipo de arranjo, num momento de curva, mostrado na Figura 9a, quando o centro de massa tende a se movimentar para fora da curva por inércia, o lado de fora da suspensão tende a se comprimir, enquanto o lado de dentro tende a aumentar sua altura. Neste tipo de movimento o centro de massa do veículo se movimenta e a distribuição de peso varia entre os eixos, o que representa um perigo muito grande de capotamento ou instabilidades na dirigibilidade com grandes cargas. Para momentos assim, é instalado na base do pistão um braço da válvula de nivelamento, que fica fixa no chassi no caminhão (Figura 9b). Quando um eixo comprime, este braço sobe, aciona a válvula de nivelamento que infla o atuador no eixo comprimido, enquanto no lado interno o eixo traciona a barra, que aciona a válvula e esta libera parte do ar de dentro da cinta, esvaziando o atuador e nivelando os eixos, garantindo assim uma maior estabilidade na rodagem de caminhões.

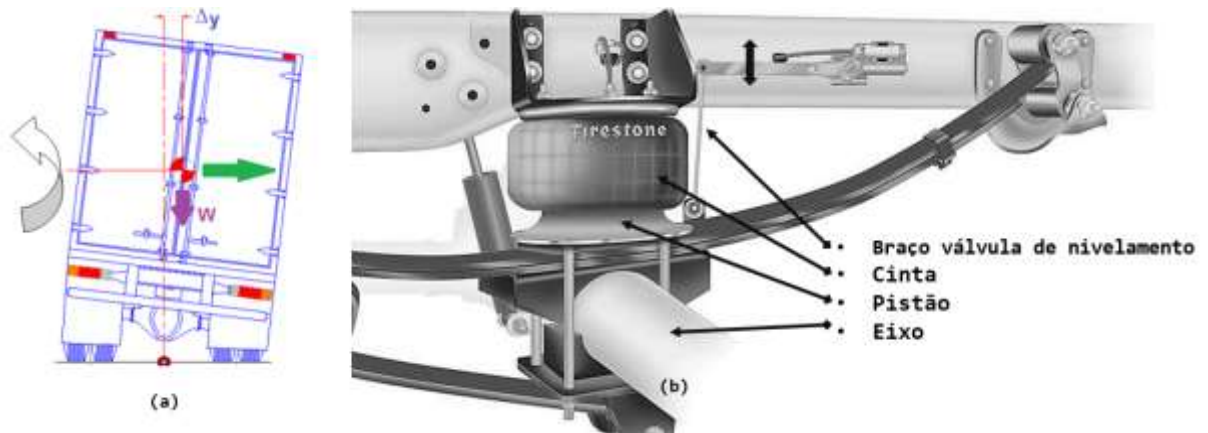


Figura 9. Movimento de curva em um caminhão e arranjo de suspensão a ar mais comum neste tipo de veículo. a) esquema de movimento do centro de massa do veículo, que pode causar capotamentos. b) suspensão a ar em conjunto com feixe de molas, ajuste por nivelamento. Fonte: Guia do TRC e Firestone IP, com alterações.

Modelar suspensões a ar é um desafio por causa das suas não-linearidades, principalmente o comportamento do ar nos diferentes tubos e da histerese causada pela entrada e saída de ar de maneira abrupta da câmara da cinta. A maioria dos modelos disponíveis partem de molas lineares para simplificar os sistemas que utilizam molas a ar (Zhu, Yang, & Zhang, 2017). Estes modelos, no entanto, não consideram parâmetros, como resistência da câmara de ar (a cinta) e resistência do escoamento pelos pequenos orifícios. Segundo Zhu, Yang, & Zhang (2017), é possível separar os tipos de forças elásticas como uma soma de forças não-lineares elásticas (F_e), viscoelásticas (F_v) e de fricção (F_f), no modelo mecânico da Figura 10 e das equações (5) e (6).

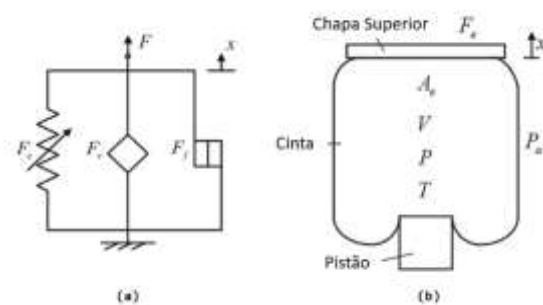


Figura 10. Modelo mecânico para o componente da mola a ar, com amortecedor incluído. Fonte: (Zhu, Yang, & Zhang, 2017).

$$F = F_a + F_f + F_e \quad (5)$$

$$F_e = (P - P_a)A_e \quad (6)$$

Onde P é a pressão interna na mola, P_a é a pressão atmosférica e A_e é a área efetiva, que varia de acordo com a posição em que a chapa superior se encontra na operação. Focando somente na

movimentação axial, Zhu, Yang, & Zhang (2017) expressam a rigidez elástica não linear como K_e na equação (7):

$$K_e = \frac{dF_e}{dx} = \frac{nPA_c}{V} \frac{dV}{dx} + (P - P_a) \frac{dA_e}{dx} \quad (7)$$

Onde x é o deslocamento da chapa superior, V é o volume interno na mola a ar e n é o coeficiente politrópico, que varia $1 < n < 1,4$, dependendo da condição aplicada da mudança de estado termodinâmico considerada. Esta rigidez, no entanto, não considera as forças viscoelásticas e de fricção, mostradas no modelo da Figura 10a. Este é o tipo de suspensão na qual este trabalho irá se concentrar.

2.1.3.1 Fatores Construtivos e funcionamento

A construção de molas a ar para uso em sistemas de suspensão tipicamente envolve o uso de uma placa de talão superior, uma cinta flexível e um pistão inferior. A cinta é ligada à placa de talão superior por meio de um cordão de arame já fabricado com as extremidades da cinta. A placa superior é conectada ao chassi. O pistão é parafusado a um elemento de suspensão, que tem movimento vertical junto dos pneus. Sobre o pistão é fixado uma chapa de aço que comprime as pontas da cinta flexível contra o pistão. Além disso, uma borracha anti-choque (que age como um amortecedor para o caso em que a cinta está desinflada) é instalada sobre a chapa, como mostra a Figura 11.

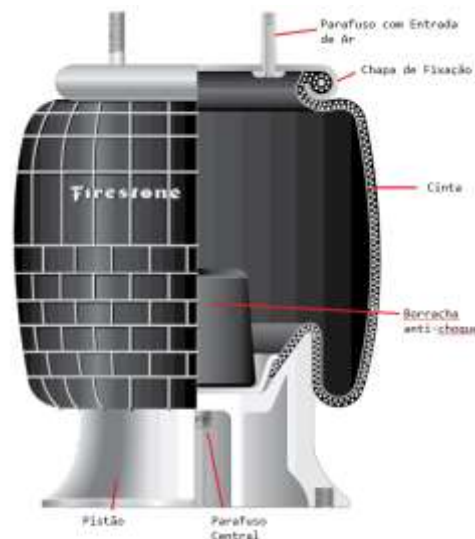


Figura 11. Suspensão a ar modelo Airide. Fonte: Firestone IP.

O ar comprimido entra pelo parafuso com entrada de ar, que infla e aumenta a pressão dentro da cinta. A borracha central, também chamada de amortecedor ou borracha anti-choque, é fixada através de um parafuso preso ao pistão. Ao se prender ao pistão, o amortecedor força uma chapa de aço contra a parte superior do pistão. A chapa de aço fixa a cinta e mantém todo o sistema fechado, de maneira que com o aumento da pressão interna da cinta a infla ou a esvazia, de acordo com o fluxo de ar vindo

do reservatório de ar comprimido. Assim, controlando a pressão interna na luva, é possível fazer a regulagem dinâmica da constante de mola da suspensão, deixando-a mais dura ou mais macia de acordo com as configurações do sistema de controle.

2.1.3.2 Pistões

O pistão da mola de ar é o responsável por fixar todo o conjunto no nível das pontas de eixo, bem como segurar a cinta de maneira a evitar vazamentos de ar. Além disso, o pistão recebe todas as cargas, por ser uma estrutura rígida, e as transfere para o resto do conjunto. É frequentemente fornecido com um parafuso único de montagem que se estende através do pistão e é parafusado na extremidade de um elemento de suspensão do veículo, como um braço ou sobre outro tipo de mola (em geral do tipo feixe de molas). Desta forma, a mola de ar fornece suporte da massa do veículo e carga através do chassi, suspensão e eixos, e é importante garantir sua integridade durante todo o ciclo de vida das molas a ar.

Os pistões para uso em molas de ar são tipicamente de construção de aço forjado, ou um conjunto de compósitos reforçados com fibras, geralmente de vidro. A geometria comum para aplicação em caminhões (como a utilizada neste projeto), em geral é a de um formato cilíndrico, composta por uma coluna exterior, uma coluna central circular (ilustrada na Figura 12), e teias radiais que conectam a porção de coluna exterior e a coluna central circular em uma superfície superior com um assento rebaixado. Essa superfície existe para receber e prensar a ponta da cinta de borracha.



Figura 12. Foto de um pistão para aplicação em suspensão a ar, vista superior e inferior. Fonte: Firestone IP (2013).

2.1.3.3 Método de Fabricação dos Pistões.

A fabricação dos pistões neste caso se dá pelo processo de moldagem por injeção. A moldagem por injeção é muito utilizada para fabricação de produtos a base de material polimérico, principalmente devido a sua possibilidade de gerar peças com geometria complexa a uma elevada produtividade. O processo de moldagem por injeção consiste em fundir materiais poliméricos em uma extrusora e injetá-

los dentro de um molde, onde o polímero é resfriado e subsequentemente extraído do molde. O material utilizado como matéria prima é vendido em formato particulado, geralmente em cilindros de 3x5 milímetros (chamados de *pellets*, ou grânulos em tradução livre), mostrados na Figura 13.



Figura 13. *Pellets* de Ultramida, nome comercial do material utilizado para a fabricação do pistão. Fonte: GDGOLFAT, s.d.

Na Figura 14 é possível ver o processo simplificado de moldagem por injeção. Um polímero é fundido através de aquecedores por resistência elétrica ligados a uma câmara de compressão, e é pressionado por um eixo com hélice através de um molde. O eixo de hélice, também conhecido como parafuso alternativo, é necessário para garantir que o polímero se aqueça de maneira uniforme, minimizando diferenças de temperatura no centro da câmara. Ao pressionar o material contra o molde, uma válvula de não-retorno mostrada na Figura 14a garante que não haverá vazamentos de volta para a câmara enquanto a peça esfria dentro do molde. Este deve ser fabricado em material que suporte as temperaturas de fusão dos polímeros, e geralmente ligas de aço baixo carbono ou alumínio são utilizadas. A geometria do molde consiste no negativo da superfície da peça a ser fabricada, dividida em duas para facilitar a demoldagem, adicionada de detalhes como o canal de passagem e distribuição do polímero no momento da injeção. Alguns canais circulam líquido refrigerante (geralmente água) dentro do molde, o que acelera o tempo de fabricação. Após o resfriamento a peça sofre uma pequena deformação volumétrica, como na Figura 14c, o que faz com que haja uma interferência entre a peça e o molde. Para garantir que a peça possa ser retirada do molde, este é sempre fabricado com suas superfícies longitudinais apresentando um ângulo de escorregamento, geralmente entre 0,5 e 1,5°, que deve ser considerado no projeto da peça final. A peça é então retirada do molde e o excesso de material nas regiões dos canais é retirado manualmente.

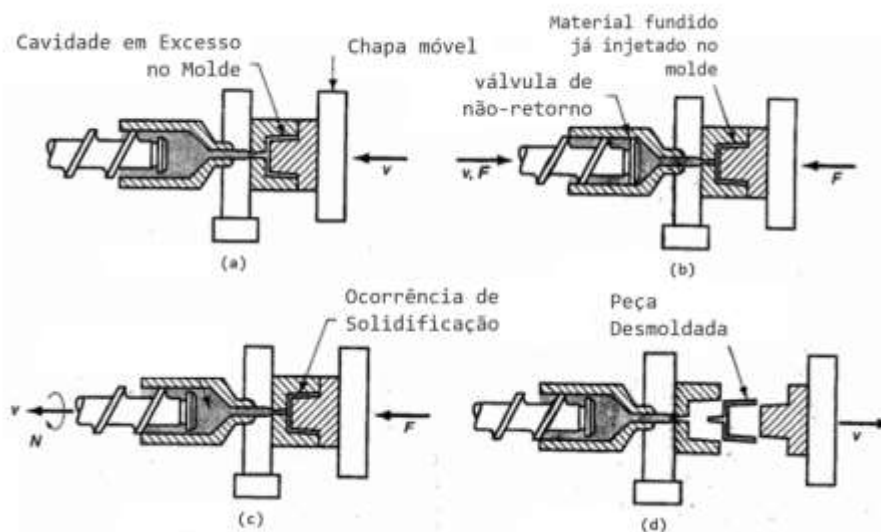


Figura 14. Processo de moldagem por injeção. Fonte: Mechanical Arena, com alterações

Com o processo de injeção por moldagem é possível fabricar um grande número de pistões por dia, em um processo altamente suscetível a automação e com as peças requerendo baixo acabamento.

2.2 Processo de Otimização Estrutural e Otimização Topológica

2.2.1 Tipos de Otimização e Objetivos Gerais

Otimização estrutural é o processo de buscar, de acordo com os objetivos da aplicação, a mais eficiente distribuição de material dentro de um domínio possível. Este processo parte da ideia de que não só as propriedades dos materiais utilizados têm grande influência na sua resistência, mas também a forma como o material é distribuído nas estruturas (Johansen, 2013). Visto que o objetivo é buscar o melhor desempenho de uma peça, é necessário antes definir quais variáveis específicas se está otimizando. Este desempenho é avaliado através de uma função objetiva, definida a partir de um conjunto de variáveis que descrevem o sistema estrutural que é objeto da otimização (Júnior, 2004). De maneira geral, a otimização estrutural envolve, segundo Baldock (2007), citando Papalambros e Wilde (2000):

- “A seleção de um conjunto de variáveis para descrever as possibilidades de projeto, chamadas de variáveis de projeto;
- A seleção de um objetivo ou critério, expressado em função do conjunto de variáveis já selecionadas;
- A determinação de um conjunto de restrições, expresso em função das variáveis de projeto, que devem ser satisfeitas por todos os projetos aceitáveis;
- A determinação de um conjunto de valores para as variáveis de projeto, que minimizam (ou maximizam) o objetivo, enquanto satisfazem as restrições impostas.”

Um problema clássico, como exemplo, é quando se deseja obter uma estrutura com a maior rigidez possível para uma certa carga aplicada e um limite de adição de material; ou para a mesma carga maximizar a frequência natural da estrutura para afastar a possibilidade de ressonância. Esses casos podem ser generalizados numa definição matemática equivalente ao que é conhecido como o “modelo clássico de otimização” (Baldock, 2007), nas equações (8) a (11):

$$\text{Minimizar: } f(\mathbf{x}), \quad \mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \quad (8)$$

Função Objetiva

$$\text{Sujeito a: } \quad g_j(\mathbf{x}) \leq 0, \quad j = 1, \dots, p \quad (9)$$

Restrições de desigualdade

$$h_j(\mathbf{x}) = 0, \quad j = 1, \dots, m \quad (10)$$

Restrições de igualdade

$$\mathbf{x}_i \in D_i \quad D_i = (d_{i1}, d_{i2}, \dots, d_{iq_i}); i = 1, \dots, n_d \quad (11)$$

Discretização do conjunto de variáveis

Onde f é a função objetiva de x , que por sua vez é um conjunto de n variáveis, das quais n_d são discretizadas, com o restante sendo contínuo. q_i representa o número de valores discretizados disponíveis dentro de D_i para cada x_i ; g_j é o conjunto de p restrições de desigualdade e h_j é o conjunto de m restrições de igualdade. Por exemplo, para o caso de uma ponte biapoiada da Figura 15a sobre a qual passam carros, é possível descrever uma otimização visando minimizar a energia de deformação, e assim procurar a distribuição mais rígida possível. Nesse tipo de problema, a função objetiva é a minimização da energia de deformação, que por sua vez é uma função do volume de material (discretizado como elementos de malha). As restrições podem ser definidas como uma fração do volume inicial para qual deve-se satisfazer a função objetivo.

Após declaradas as condições de contorno, como carregamento e apoios com restrição de movimento, um processo de otimização (neste caso conhecido como otimização topológica) resultará na distribuição de material mais rígida possível dentro das restrições definidas, o que para este caso é considerado a condição mais eficiente, ilustrada na Figura 15b. Segundo Baldock (2007), alguns pontos que usualmente diferem do modelo clássico de otimização estão relacionados com o número de variáveis de projeto, a interação entre elas e a dificuldade de quantificá-las (como por exemplo fatores estéticos). É possível também que existam funções objetivas simultâneas e conflitantes. Este último caso é conhecido como “otimização de multi-objetivo”, e aparece com frequência em problemas na indústria.

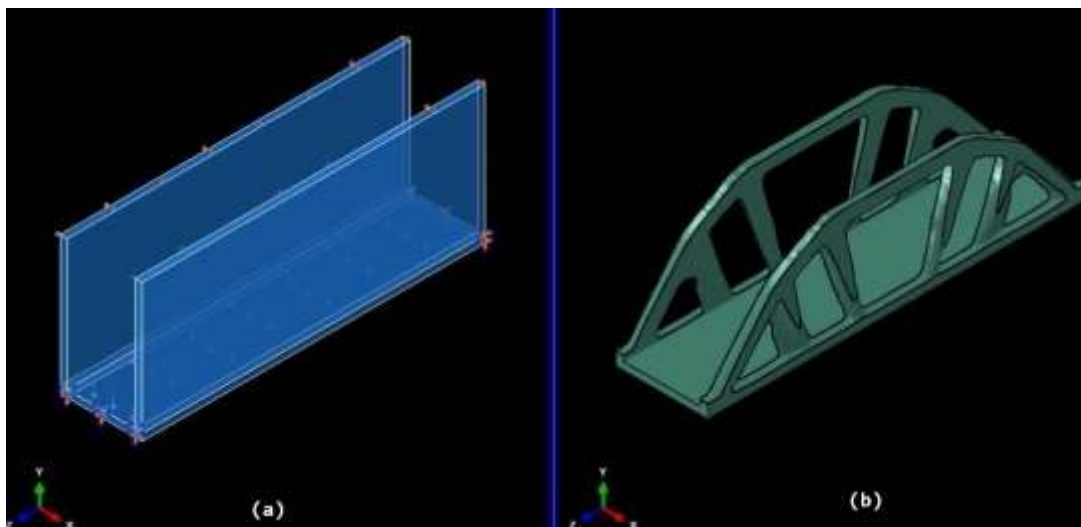


Figura 15. Otimização topológica de uma ponte. a) modelagem da ponte, já com superfície discretizada pela criação de uma malha (não visível) e com condições de contorno aplicadas. b) resultado do processo de otimização topológica com filtros de visualização de resultados aplicados. Fonte: Simulia, com alterações.

Os processos de otimização estrutural frequentemente são classificados com base na definição das variáveis de projeto, classificando-se entre otimizações paramétricas, topológicas e de forma.

Na otimização paramétrica, as variáveis de projeto são definidas como parâmetros do material ou fatores geométricos utilizados. Dentro deles estão tensão de escoamento, módulo de *Young*, coeficiente de Poisson, massa específica e momento de inércia (Júnior, 2004). Variando parâmetros geométricos, por exemplo, a otimização paramétrica mantém uma forma pré-definida, dentro de um domínio fixo de projeto. Uma aplicação comum é em estruturas treliçadas, em que são variadas as posições dos nós ou a seção transversal de cada barra, mas mantém-se a forma de treliça (Padoim, 2014). Esse tipo de otimização em geral não é aplicada a estruturas com geometrias complexas, e pode ser resumida como

a otimização de membros estruturais discretizados. Um exemplo de otimização paramétrica é mostrado na Figura 16a.

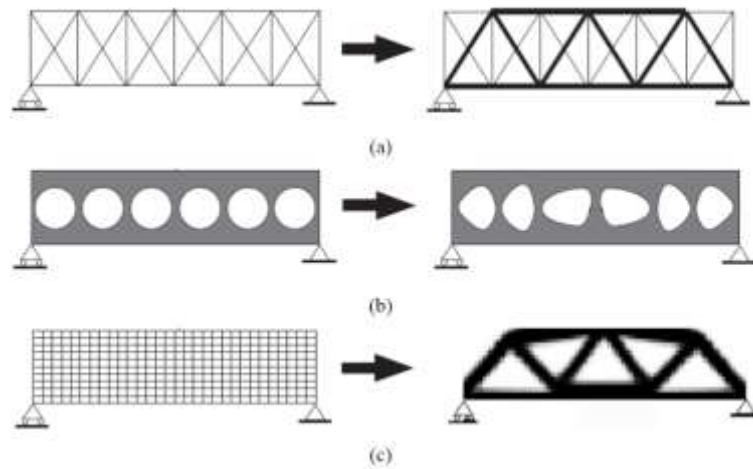


Figura 16. Diferentes tipos de otimização estrutural. a) otimização paramétrica. b) otimização de forma e c) otimização topológica. Fonte: Johansen, 2013.

A otimização de forma, por sua vez, utiliza como variável de projeto contornos internos e externos dentro do domínio de otimização. Essas variáveis de projeto são representadas por meio de *splines*, que são curvas parametrizadas, e que têm seus parâmetros determinados a fim de satisfazer as funções objetivo dentro das restrições impostas (Padoim, 2014). Otimização de forma (Figura 16b), são ideais para aliviar tensões em superfícies com um grande número de elementos, por exemplo. Por outro lado, esse tipo de otimização altera o domínio a cada variação das curvas parametrizadas, o que no caso de utilização do método de elementos finitos resulta em um custo computacional elevado para redefinir malhas, já que o processo pode acarretar em elementos distorcidos.

A última abordagem, da Figura 16c, que será utilizada no contexto da otimização do pistão de suspensão a ar, é a otimização topológica, que é baseada na distribuição de material em um domínio definido e fixo, permitindo criar regiões de vazio e de preenchimento, melhor definidas a seguir.

2.2.2 Otimização Topológica

A principal diferença da otimização topológica e as otimizações paramétricas e de forma está no domínio, que permanece fixo durante todo o processo, e a estrutura considerada ideal surge a partir da associação de elementos a condição de vazio (com densidade nula) ou de reforço (mantendo elementos de material). As variáveis de projeto estão relacionadas com a conectividade dos elementos da estrutura e principalmente com a distribuição de material no domínio, com medidas, por exemplo, que indiquem a quantidade de material associada a cada elemento da malha (Padoim, 2014). São citados elementos de malha porque otimizações estão muito associadas ao método de elementos finitos, e já estão integradas a muitas opções de programas computacionais comerciais de engenharia que utilizam este

método. Por se associar às malhas de elementos finitos, um problema que envolve otimização topológica em geral tem um número relevante de variáveis de projeto. A vantagem da otimização topológica sobre a otimização de forma é a constância nas características de malha de elementos finitos durante o processo, alterando-se somente a distribuição de material nos elementos de malha (Padoim, 2014).

Um dos desafios em otimizações são os parâmetros para definir se um elemento é associado a um vazio ou não. Segundo (Padoim, 2014), “O modelo material é uma equação que define a mistura microescalar de dois ou mais materiais no processo de otimização topológica (onde um deles pode ser vazio), possibilitando passar da condição de zero material (vazio) a um material sólido em cada ponto do domínio fixo estendido”. Existem casos, no entanto, em que o problema discreto (associar 0 ou 1 aos elementos) não apresenta solução. Foram desenvolvidos diversos processos de otimização que incluem uma relaxação do problema contínuo, de maneira que os elementos possam assumir valores intermediários entre 0 e 1, e a eles associado algum significado físico no problema (Padoim, 2014). Em geral essa relaxação garante a existência de solução para a otimização, mas apresenta regiões “intermediárias”, como o mostrado na Figura 17, de difícil interpretação – dificultando, por exemplo, trabalhos de redesenho e fabricação, conhecido “problema da escala de cinza” (Baldock, 2007).



Figura 17. Resultado de um processo de otimização topológico em que foi permitido o relaxamento do problema contínuo, e elementos podem assumir densidade diferente de 1 ou 0 (representados por cores diferentes de preto).
Fonte: (Padoim, 2014).

Aumentar o número de elementos discretizados ajuda a diminuir o problema, mas o custo computacional associado a isso estimulou a procura por outras opções. Com o objetivo de resolver o problema da escala de cinza, produzindo uma solução de geometria que possa ser fabricada e a um custo computacional menor, o caminho passou a ser “rediscretizar” a solução, assumindo valores de 0 ou 1 para os elementos de densidade mista com base em critérios específicos, que são integrados às formulações dos problemas de otimização. O mais utilizado destes algoritmos é o SIMP (*Solid Isotropic Microstructure with Penalization*) (Johansen, 2013). Ao resolver o problema discreto em variáveis contínuas, é necessário modelar também as propriedades do material em configuração contínua, interpolando o módulo de *Young* para o campo escalar dentro do domínio de otimização, o que pode ser interpretado como a criação de um material intermediário. O algoritmo cria uma variável de projeto densidade ρ , que varia entre $0 \leq \rho \leq 1$ e é associada a cada elemento. A elasticidade para essa variável vale, segundo Padoim (2014) citando (Bendsøe e Sigmund, 2003):

$$(E_{ijkl}(\mathbf{x}))^{j+1} = \rho(\mathbf{x})^Z (E_{ijkl})^j \quad (12)$$

onde E_{ijkl} é o tensor de elasticidade do material, Z é um expoente de penalização e j representa a iteração atual. Valores grandes de Z causarão valores maiores para a elasticidade interpolada de cada elemento, e por isso a relação *rigidez/volume* diminuirá, o que por consequência significa que $Z > 1$ causará densidades intermediárias a serem preteridas pelo algoritmo. Durante a otimização topológica utilizando SIMP, o valor de Z é geralmente aumentado gradativamente de 1 a 4 antes que ocorra convergência (Padoim, 2014). Assim a cada nova iteração o número de elementos intermediários diminui e é resolvida a “rediscretização” do problema. Alguns problemas numéricos ao utilizar o SIMP são conhecidos, como a alta dependência de refino de malha, regiões de ótimos locais sendo confundidos com ótimos globais e problemas de “tabuleiro de xadrez”, ilustrado na Figura 18, que trata da descontinuidade em malhas otimizadas, especialmente em extremidades. Algumas indicações para o controle desse tipo de problema são utilizar elementos de ordem superior e criar restrições de perímetro, principalmente de fabricação (Baldock, 2007).



Figura 18. Representação de um resultado com o padrão de instabilidade "tabuleiro de xadrez", resultante de uma otimização utilizando SIMP. Fonte: (Padoim, 2014).

Em geral a metodologia do algoritmo SIMP parte de uma distribuição uniforme de densidades nos elementos do domínio e uma fração do volume (especificada como restrição de projeto). Uma análise em elementos finitos é executada para resolver equações de equilíbrio e fornecer um campo de tensões, ao qual são distribuídas densidades com base na função objetiva definida, incluindo regiões de densidade diferente de 0 e 1 (o problema de escala de cinza ilustrado na Figura 17). Essas regiões são normalizadas com base na equação (12) e em restrições das variáveis de projeto e a função objetiva, com novas densidades sendo atribuídas ao domínio, seguidos por uma nova análise em elementos finitos. Esse processo é repetido até se alcançar a convergência (Johansen, 2013, p. 21).

Vários outros modelos de algoritmos de otimização topológica estão disponíveis, cada um com seus benefícios e desvantagens. Alguns relevantes incluem o modelo RAMP (*Rational Approximations of Material Properties*), que foi desenvolvido para resolver problemas de cargas dependentes do projeto, como cargas de pressão devido a fluidos (Johansen, 2013, p. 43) (uma aplicação usual é em pás de aerogeradores) e modelos que usam algoritmos genéticos, como o ESO (*Evolutionary Structural Optimization*). Para o presente trabalho utilizaremos o programa computacional Simulia Abaqus, com

seu módulo de otimização topológica que usa algoritmos SIMP, que são os mais utilizados e testados (Johansen, 2013). Além disso, por suas características de não alteração no domínio de otimização e as possibilidades de restrição de aplicação, a metodologia para utilizar otimização topológica é a ideal na aplicação do problema do pistão, uma vez que este exige características próprias de produtos que já estão no mercado, como controle exato de áreas alteráveis e restrições de fabricação.

O programa de elementos finitos Simulia Abaqus fornece um módulo de otimização topológica (ATOM, acrônimo em inglês) que permite a modelagem do problema de otimização com interfaces gráficas intuitivas e interpretação utilizando linguagens de programação já conhecidas, como Python. Este módulo utiliza um algoritmo do tipo SIMP (embora seja possível selecionar uma versão aprimorada de um algoritmo RAMP para aplicações em problemas específicos) e será utilizado para a otimização do pistão de suspensão a ar proposta nesse trabalho.

2.3 Especificidade do Problema

O problema envolve otimizar a geometria do pistão de suspensão a ar fabricado pela empresa Firestone Industrial Products, modelo 1T15MP-6, mostrado na Figura 19, de maneira a garantir que o pistão seja funcional em suas aplicações utilizando o menor volume de material possível. Esse problema pode ser modelado como uma maximização de rigidez – o que é usualmente aplicado como uma minimização da energia de deformação total do produto enquanto restringido a uma porção do volume inicial. Este modelo de suspensão a ar é utilizado em caminhões de transporte de cargas, principalmente na Europa.

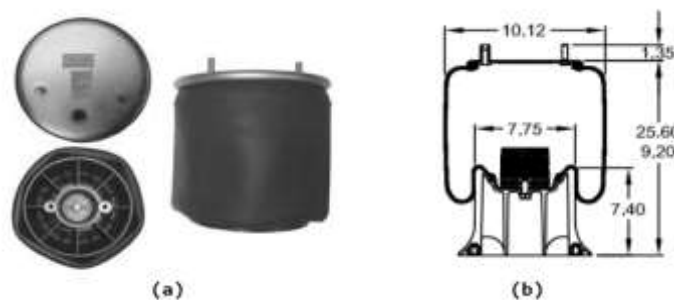
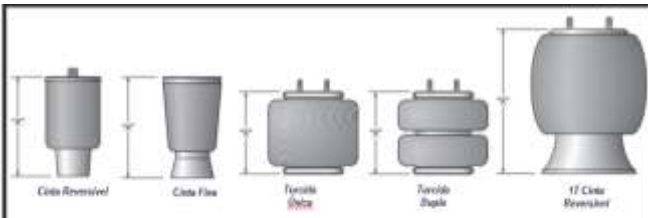


Figura 19. Conjunto atuador da suspensão a ar Firestone, modelo 1T15MP-6, com variação na fixação. a) foto do modelo vazio e b) desenho esquemático do atuador, com dimensões em polegadas. Fonte: AirFren.com e Firestone IP.

Nesse modelo de atuador, no momento em que se encontra desinflada, a cinta cobre toda a superfície externa do pistão (Figura 19a), comprimindo as paredes do cilindro externo. Segundo a fabricante, a pressão interna máxima de operação equivale a 100 psi (0,6894 MPa), e nesta configuração de pressão a carga máxima (já incluídos carroceria do veículo e carga transportada) é de 6400 lbs (aproximadamente 2,9 toneladas), como mostra a Tabela 1. O pistão é fixado por um parafuso central, M12, fabricado em aço comercial, com 31,2 Nm de torque recomendado (Firestone Industrial Products, 2010, p. 4).

Tabela 1. Condições de operação em diferentes modelos de suspensão a ar. Fonte: Firestone IP.



Modelo	Descrição	Estilo	" $\frac{1}{2}$ " Alarg. de Bastagem	Min/Max Pressão de Ar	Carga Máxima (@100 psi) (0,689MPa)
6858	Terceto Single	160BY	5.0" - 6.0"	5 / 100 psi	3600 lbs
6762	Terceto Double	266C	4.5" - 5.5"	5 / 100 psi	3200 lbs
6764					
6766					
6397	Terceto Double	267C1.5	5.5" - 6.5"	5 / 100 psi	4800 lbs
6410					
6781					
6401					
6873	Terceto Double	224C	5.5" - 7.0"	5 / 100 psi	5000 lbs
6859					
7689					
7701	Terceto Double	26C	7.0" - 8.0"	5 / 100 psi	5640 lbs
7076	Cinta Reversível	70mm	8.0" x 8.0"	10 / 100 psi	2000 lbs
9000	Cinta Fina	110/70 mm	7.75" - 8.75"	10 / 100 psi	3000 lbs
9001	Cinta Fina	110/70 mm	6.88" - 6.88"	10 / 100 psi	3000 lbs
9002	Cinta Fina	110/70 mm	6.75" - 7.75"	10 / 100 psi	3000 lbs
5405	17 Cinta Reversível	1T14C-3	8.0" - 12.0"	5 / 100 psi	6400 lbs

A condição limite de operação é, então, descrita como o momento em que o atuador está se enchendo com pressão máxima de ar e ao mesmo tempo existe carga máxima sobre a coluna central, apoiada na borracha anti-choque.

Outra possibilidade de condição limite são os testes executados após a fabricação, como modo de controle da qualidade, representados na Figura 20. O teste de coluna central (Figura 20a) tem por objetivo simular a condição de apoio na borracha anti-choque, enquanto o teste de coluna externa (Figura 20b) simula a carga no pistão em alguns de modelos de atuadores de cinta fina, como o visto na Tabela 1. Neste caso, a cinta se apoia somente na parte superior do pistão, muito próximo do simulado na Figura 20b, que não se aplica ao modelo a ser otimizado. O teste de pressão interna simula uma pressão de 300 psi (3 vezes maior do que a recomendada para operação) em todo o corpo externo de pistões de cinta reversível (como o caso a ser otimizado). Assim, será utilizado um modelo de carga mista, que considera não só a carga máxima aplicada no teste de coluna central (Figura 20a), mas também a carga aplicada pela cinta na superfície do cilindro externo do pistão, mostrado em Figura 20b.

Outra carga a ser considerada é a que surge do efeito da tensão de pré-carga aplicada ao parafuso central, responsável por fixar toda a estrutura. Todas as cargas foram modeladas e são apresentadas no capítulo 4.3 Forças Envolvidas.

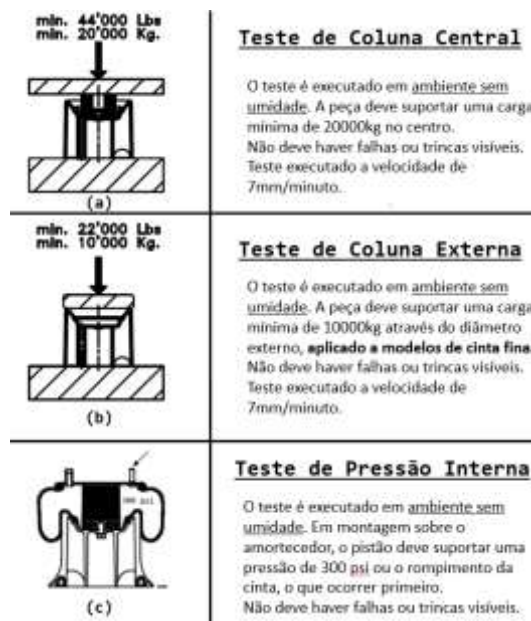


Figura 20. Testes da linha de controle de qualidade. a) Teste de coluna central. b) Teste de coluna externa. c) Teste de pressão interna. Fornte: Firestone IP, *Desenho Técnico*.

O material utilizado na fabricação dos pistões é um composto de polímero de poliamida reforçado com fibras de vidro. Este material é altamente processado e é fornecido pela empresa alemã BASF para a fabricação pela Firestone. Cada pistão utiliza 1,76 kg de material, que pode ser encontrado antes de descontos por um preço de US\$4500 por tonelada (GDGOLFAT, s.d.), representando assim um dos maiores custos na fabricação dos pistões, motivando a procura por opções que utilizem o mínimo de material possível enquanto mantêm-se as seguintes restrições:

- Os pistões otimizados devem ser passíveis de fabricação nas mesmas instalações já utilizadas, isto é, pelo mesmo processo da geometria original;
- Pistões devem continuar funcionais para a mesma aplicação do pistão original, principalmente os pontos de apoio da cinta, da borracha anti-choque e a região onde o parafuso se apoia. Estas regiões devem permanecer iguais à peça original.

Esses requisitos restringem a região onde é possível alterar a geometria, que vai se limitar à parte interna do pistão, como mostra a Figura 21b.

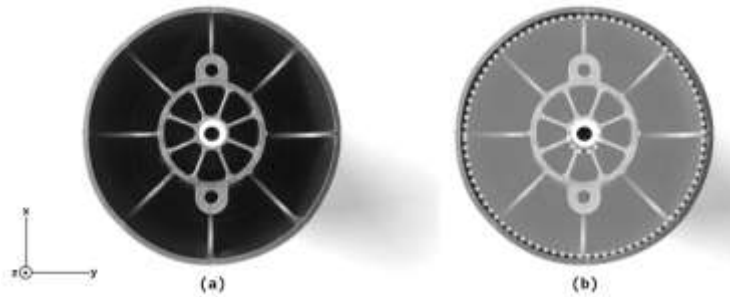


Figura 21. Vista inferior do pistão a ser otimizado. a) geometria original b) em branco, a região onde é possível executar mudanças de geometria para buscar a melhor distribuição de material.

O problema de minimizar o volume de material utilizado para a aplicação passa a ser então executar uma otimização topológica em que a função objetiva é a minimização da energia de distorção, restringindo o domínio para dentro da região realçada na Figura 21b, levando em conta também restrições de fabricação, com processo de demoldagem garantindo que todas as superfícies longitudinais (em $+z$, na Figura 21) estejam anguladas em pelo menos $0,5^\circ$; além das condições das cargas aplicadas na condição de teste mostradas na Figura 20.

3. Metodologia

3.1 Metodologia

Os passos para se obter uma geometria otimizada partem do princípio de que é possível diminuir a quantidade de material utilizada mantendo as tensões sobre a peça a níveis aceitáveis, isto é, de que a geometria original do pistão não é a ótima para o problema, no sentido de que a geometria ótima seria a distribuição de material que resulte no menor uso possível de volume sem violar as restrições de projeto. Outro princípio é o de que já se conhece o funcionamento do modelo de suspensão em questão, apresentado no capítulo 2.3 Especificidade do Problema, e fornecido pela fabricante da peça.

Primeiro, fundamentos básicos sobre o funcionamento de suspensões a ar e processos de otimização topológica de estruturas são obtidos na literatura. Dessa maneira conhece-se as limitações de cada abordagem e as possibilidades disponíveis. A otimização topológica aplicada ao caso do pistão utilizando o método SIMP equivale a utilizar como função objetiva a minimização do somatório da energia de distorção na peça, que significa maximizar a rigidez da estrutura dentro do domínio especificado (comentado no capítulo 2.2.2 Otimização Topológica). Para executar a otimização é necessário conhecer e modelar as propriedades e condições de carga da estrutura.

A geometria do pistão foi obtida através da fabricante, que disponibilizou documentos em formato digital de desenhos técnicos com detalhes de fabricação e de modelo da peça. Além da documentação foi obtido um modelo em CAD do pistão, que é manipulado no programa Simula SolidWorks. Os dados das propriedades do material utilizado na fabricação do pistão são obtidos através da literatura, já que existe acesso fácil e de fontes robustas a essas informações, como a fornecedora do material, a empresa BASF. A modelagem das cargas aplicadas é executada tendo como base o funcionamento do modelo a ser otimizado (obtido na literatura fornecida pelo fabricante e descrito no capítulo 2.3 Especificidade do Problema). É utilizada uma carga de teste combinada entre a condição mostrada na Figura 20a e 20c, aplicada como pressões nas superfícies superior e externa do pistão. Essa é a condição-limite a que está sujeito o pistão. As condições de contorno também são obtidas tendo como base o regime de operação do sistema, principalmente as condições de limitação de deslocamentos, como na superfície inferior do parafuso central.

Tendo como base as especificidades do processo de otimização topológica, é criada uma variação da geometria inicial do pistão. A região de otimização (Figura 21b), é preenchida com material, de maneira que o que resta é um cilindro com um furo passante no centro e a parte externa idêntica ao original. Além disso, dada a simetria da geometria resultante do preenchimento e visando otimizar a utilização de recursos computacionais, o modelo é repartido em um quarto desse cilindro.

Num ambiente virtual, um modelo em elementos finitos é configurado no programa Simulia Abaqus, e nele são adicionados dados de geometria (o quarto de cilindro preenchido), propriedades de

material, cargas aplicadas e restrições de movimento. A geometria do pistão é compartimentada em locais de interesse, de maneira que regiões mais complexas possam ser discretizadas com mais elementos. Uma malha é associada à geometria utilizando as técnicas disponíveis no programa. Para definir o tipo e a quantidade dos elementos, um estudo de convergência de malha é executado, tendo como parâmetro a resposta da tensão de von Mises e os passos de aplicação de forças definidos (por exemplo a velocidade de aplicação especificada na Figura 20a). Quando alcançada a convergência, inicia-se o processo de configuração da tarefa de otimização dentro do módulo no Abaqus.

O ATOM (*Abaqus Topology Optimization Module*) é um módulo disponível dentro do programa Abaqus. Ele permite a configuração da tarefa de otimização topológica por meio de etapas na interface gráfica do programa. Primeiro são declaradas as variáveis de projeto, que neste caso serão o volume e a energia de deformação. Logo depois a função objetiva é definida como a minimização da variável de projeto energia de deformação. A primeira restrição do projeto então é definida, em função do volume, que deve ser restringido a uma proporção do volume total discretizado. Como a diminuição da utilização do volume é um dos objetivos macro da otimização, é recomendado começar com uma fração de 70% do volume inicial (Simulia, 2012), e alterar este parâmetro em caso de resultados muito distantes do original. São adicionadas então restrições de projeto, especificamente as regiões em que não se deve alterar a geometria (como áreas de aplicação de forças) e a restrição de demoldagem, principal restrição de fabricação (já existe essa opção definida em 1°). Para a primeira iteração de projeto, é recomendável que os parâmetros de execução do algoritmo sejam deixados em modo padrão (Simulia, 2012), dentre eles a densidade inicial associada aos elementos e as condições de mínima e máxima densidades aceitáveis, além do máximo incremento ou redução de densidade por ciclo de otimização. Essas variáveis são as primeiras a serem alteradas em caso de divergência ou resultados insatisfatórios da otimização. Depois de definidos todos os parâmetros, a tarefa é executada. A progressão das tarefas de otimização utilizando o programa Abaqus pode ser visto na Figura 22.

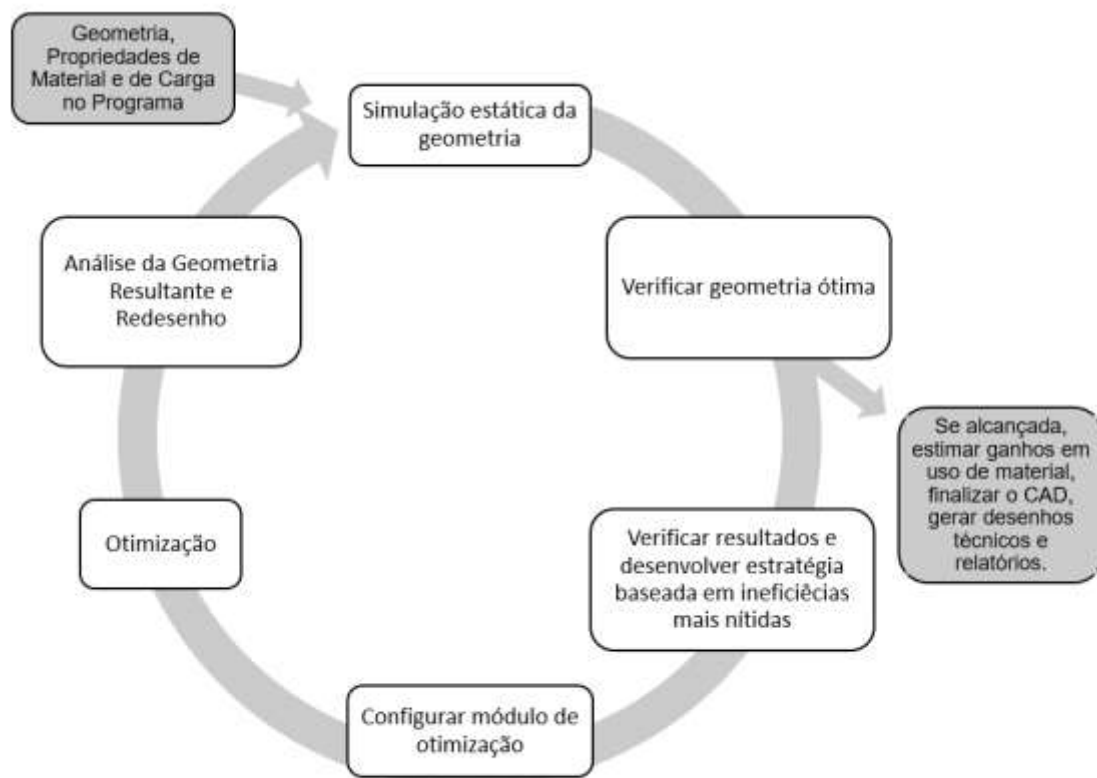


Figura 22. Processo de otimização dentro do ambiente do programa Simulia Abaqus.

Após a convergência da otimização, é possível extrair a malha e trabalhar com as informações de resposta no programa Simulia SolidWorks, onde é executado um trabalho de redesenho da geometria inicial com base no conceito resultante da otimização. Propriedades de material são adicionadas ao modelo e uma simulação em elementos finitos com as mesmas configurações da simulação original é executada, e assim é possível definir uma estimativa da diminuição do volume e comparação da distribuição de tensões com relação à geometria original. Esta é a primeira iteração geral de projeto. Caso a diferença de volume seja satisfatória para a nova distribuição de tensões e as condições de restrição de projeto sejam confirmadas no redesenho, a geometria é considerada a condição final e o problema de otimização está resolvido. Caso contrário, são alterados parâmetros de afinação da tarefa de otimização no algoritmo do ATOM, a iniciar pela diminuição do máximo incremento de elementos de densidade por ciclo e a densidade inicial associada aos elementos. A tarefa de otimização é executada novamente com essas variações de parâmetros. Em caso de diferenças de volume ainda insatisfatórias, são executadas tarefas de otimização utilizando diferentes elementos de malha e densidades de nós de malha locais aumentados em regiões mais complexas. O processo é repetido até que se obtenha uma geometria redesenhada satisfatória para o pistão de suspensão a ar. As entradas de dados de geometria, propriedades de material e configuração de cargas são descritas no capítulo 4. Geometria, Materiais e

Estado de Forças Envolvidas. Uma vez alcançada a geometria do pistão otimizado, os resultados são apresentados nas conclusões deste trabalho.

4. Geometria, Materiais e Estado de Forças Envolvidas

4.1 Geometria A Ser Otimizada

A geometria a ser otimizada é o pistão apresentado na Figura 23, que é um cilindro com 200mm de diâmetro máximo e com uma altura de aproximadamente 171mm.



Figura 23. Foto da parte inferior do pistão.

O pistão é transpassado por um parafuso único M12 feito em aço, responsável por fazer a fixação de todo o conjunto de atuadores a ar na suspensão do veículo. No furo central, do parafuso, existe um espaçador fabricado em polietileno. Existe um ângulo de demoldagem em todas as superfícies longitudinais do pistão, utilizadas para garantir a retirada do pistão do molde utilizado em sua fabricação. Esse ângulo é especificado em 1° . O modelo em vista isométrica é visto na Figura 24.



Figura 24. Vista isométrica do pistão em modelo CAD.

Na posição central, em contato com o espaçador, está a região com a menor dimensão da peça, limitada pelo método de fabricação e propriedades do material. A parede naquela região tem 3,05mm de espessura. No momento da configuração da otimização, é necessário limitar o menor componente a esse valor, uma vez que paredes menores podem causar modos de falha inesperados, além de causarem problemas no momento da fabricação, principalmente na fase de demolde. As dimensões do pistão são mostradas no desenho técnico fornecido pela fabricante, visto na Figura 26 e Figura 25.

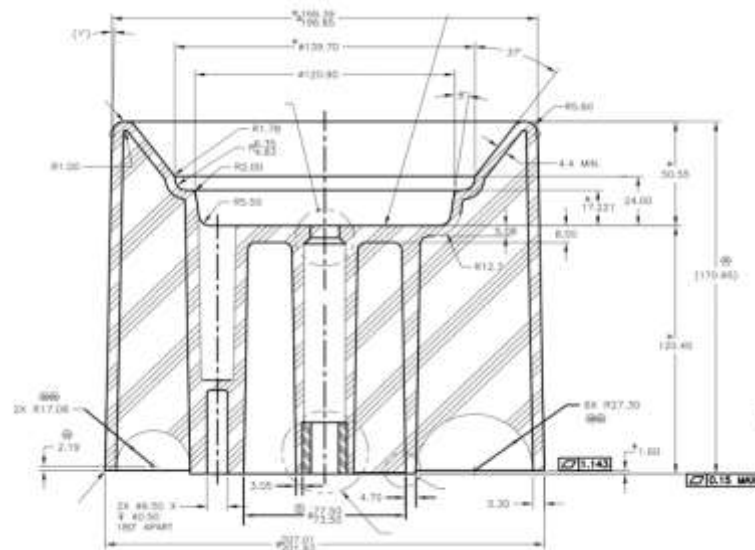


Figura 25. Desenho técnico do pistão, vista lateral, corte até o centro, com dimensões em milímetros. Fonte: Firestone IP.

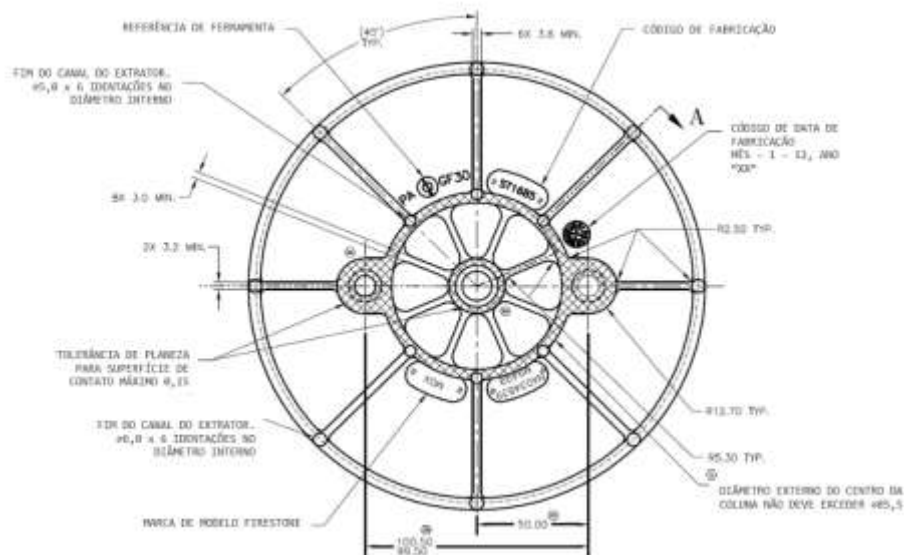


Figura 26. Desenho técnico da vista inferior do pistão. Fonte: Firestone IP

A parte superior do pistão compreende uma série de furos concêntricos, como é possível observar na Figura 27. A protuberância do meio é a responsável por posicionar a borracha anti-choque, responsável por pressionar uma placa de aço junto a base, que prensa a cinta externa, de maneira que não haja passagem de ar. A fixação da borracha anti-choque é feita por um furo na parte inferior da borracha, que é encaixada na cabeça do parafuso passante do pistão. Os demais furos do pistão são utilizados em outros modelos para guiar a fixação da borracha anti-choque e não tem função prática na operação deste modelo em específico.

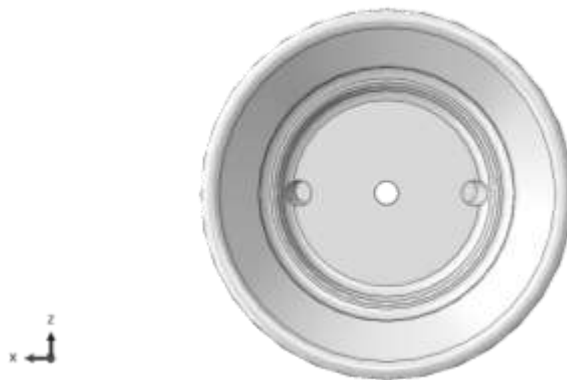


Figura 27. Vista superior do pistão, em modelo CAD. O furo central é passante para o parafuso único de fixação.

O pistão fica posicionado com suas aletas em contato com a superfície que acompanha o movimento vertical do eixo do veículo. Essa superfície geralmente é uma chapa soldada ao conjunto de mangas de eixo, e o pistão é fixo neste pelo parafuso passante M12.

4.2 Material

O material utilizado na fabricação do pistão é o compósito com matriz do polímero termoplástico poliamida, conhecido na indústria como PA66 e comercializado como PA66-GF30 (Ultramid® A3WG6) - com 30% em volume de reforço de manta de fibra de vidro.

O PA66 (poliamida 66) é uma variação dos polímeros da família poliamida, da qual o nylon é o produto mais conhecido. Outras variações são PA6, 11, 12, 49 e 69, com os números descrevendo a quantidade de cadeias poliméricas em sua estrutura química. As duas poliamidas mais utilizadas são as de grau 6 e 66, com os demais graus tendo aplicações restritas a elevadas temperaturas de operação e tolerância a ambientes úmidos. Aplicações comuns das poliamidas grau 6 e 66 incluem componentes automotivos como tubos, caixas e revestimentos; equipamentos elétricos de alta e baixa tensão, como disjuntores, contadoras, botões e capas de circuitos; além de componentes mecânicos, como engrenagens, correias e suportes. Essas poliamidas são usualmente conhecidas como nylon (que é uma

marca registrada da empresa DuPont Inc., primeira a sintetizar o material). As maiores diferenças entre os graus 6 e 66 são as seguintes:

PA66 em relação PA6:

- Maior resistência a tração;
- Menor desgaste em operação;
- Maior resistência em elevadas temperaturas;
- Em geral mais caras.

Algumas das limitações incluem alta absorção de água e baixa resistência química a ácidos e bases extremas. A umidade é uma propriedade conhecida nas poliamidas, tendo efeito direto sobre suas propriedades mecânicas, em especial sua dureza, e nenhum dos graus é indicado para aplicações em ambientes de alta umidade. Além delas, como é comum aos polímeros, existe uma dependência da temperatura, como mostra a Figura 28.

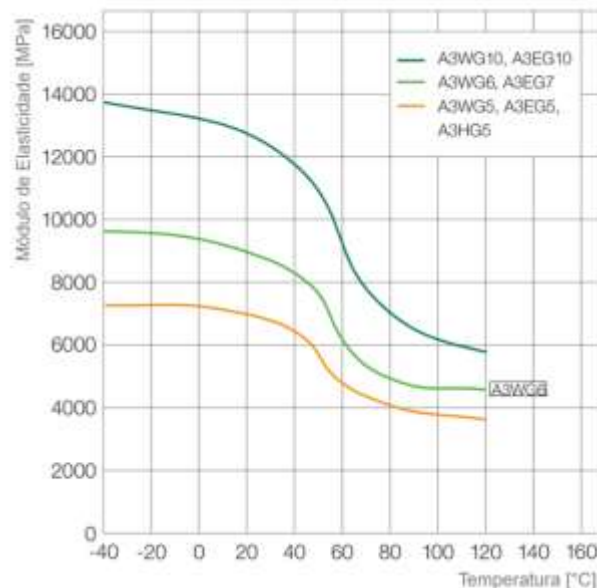


Figura 28. Módulo de Elasticidade em função da temperatura do material. O A3WG6 é o material utilizado no pistão a ser otimizado. Fonte: BASF, 2005.

É comum encontrar no uso das poliamidas o reforço de fibra, mais comumente de vidro, geralmente em formato de manta para aplicações industriais, como é o caso do pistão. Também é possível encontrar o material em aplicações de alto rendimento, como competições automobilísticas, onde são utilizados reforços em fibras de carbono alinhado. As fibras podem ter configurações de alinhamento e de densidade diferentes, com cada fabricante competindo para desenvolver o material em produto final mais adequado para cada aplicação industrial.

O material utilizado no pistão a ser otimizado é fabricado pela empresa alemã BASF, que desenvolve o produto Ultramid®A3WG6, que é o composto de poliamida PA66 reforçado com 30% de fibra de vidro em manta, isto é, fibras curtas e descontínuas e com direção aleatória. Essa configuração de fibras tem por objetivo garantir um comportamento isotrópico do material, mesmo depois do processo de fabricação que provoca mudança de fase. O material ainda recebe tratamentos proprietários para melhoria de algumas características, como aumento de resistência a temperaturas elevadas e a hidrólise. A Figura 29 mostra a relação tensão-deformação do A3WG6 para diferentes temperaturas de trabalho.

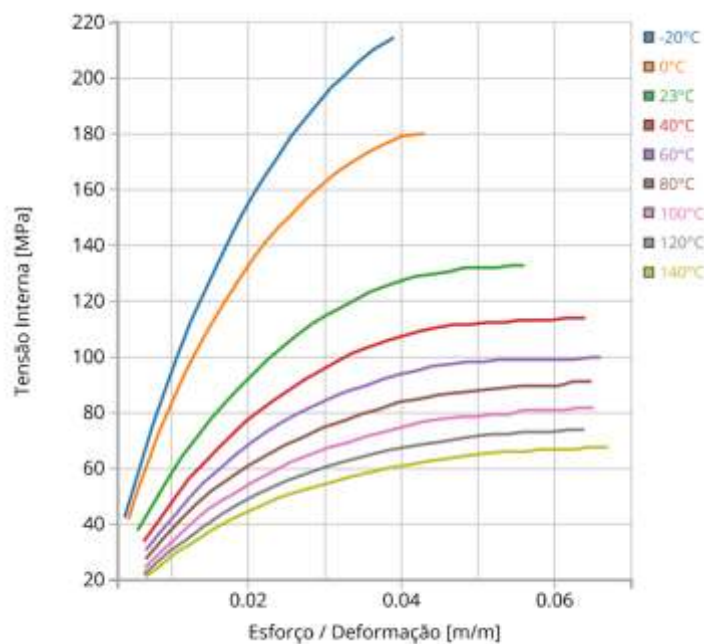


Figura 29. Tensão vs deformação da Ultramid®A3WG6 em diferentes temperaturas. Fonte: BASF, 2005.

Pela Figura 29 fica clara a dependência da temperatura de operação na tensão aceitável do material, que deve ser cuidadosamente descrito para um controle adequado da resistência do material. Para efeitos deste trabalho, a temperatura de operação adotada é a ambiente, a 23°C. A Figura 30 mostra a curva de tensão em função do número de ciclos do material (representado por 1). Para uma vida de 10^7 ciclos a tensão é estimada em 70MPa.

Os demais dados das propriedades mecânicas do material podem ser observados na Tabela 2

Tabela 2. Propriedades mecânicas do material AW3G6.

PROPRIEDADE	MÓDULO
Densidade [kg/m ³]	1360
Temperatura de Fusão [°C]	260
Módulo de Elasticidade [MPa]	8400
Tensão de Escoamento [MPa]	130
Resistência a Fadiga para 10 ⁷ ciclos [MPa]	70
Máxima Deformação em Falha [%]	3
Coefficiente de Poisson	0,34

Fonte: BASF, 2005.

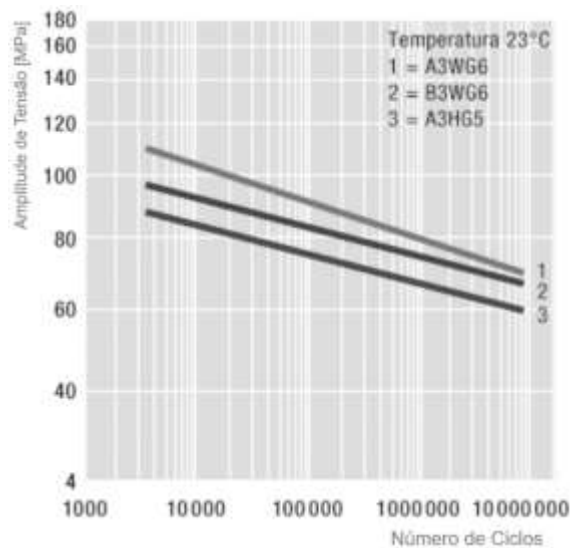


Figura 30. Dados de resistência a fadiga do material. Amplitude de tensão pelo número de ciclos de operação. Fonte: (BASF).

4.3 Forças Envolvidas

As cargas aplicadas nos modos de operação serão modeladas com base nos testes físicos efetuados nas fábricas e recomendações da fabricante. As forças são modeladas como aplicação estática, embora se saiba que dada a natureza de suspensões isso não representa diretamente a realidade. Para garantir segurança no projeto, limites de resistência a vida infinita são utilizados. As condições de contorno em forma de forças estáticas e restrições de movimento devido ao parafuso e a montagem são apresentadas a seguir.

4.3.1 Tensão Devido ao Teste de Pressão

O teste de pressão é executado na fábrica para garantir que o pistão suporta casos de pressão excessiva dentro da cinta do atuador, como problemas com as válvulas reguladoras. Para isso, são aplicados o equivalente a 300 psi dentro da cinta, o que equivale a três vezes a pressão máxima recomendada em serviço. A cinta se expande e é forçada contra toda a superfície externa do pistão. Para

modelar esta tensão, são aplicados os 300 psi, que são equivalentes a 2,068 MPa em toda a parte externa do pistão, mostrado na Figura 31.

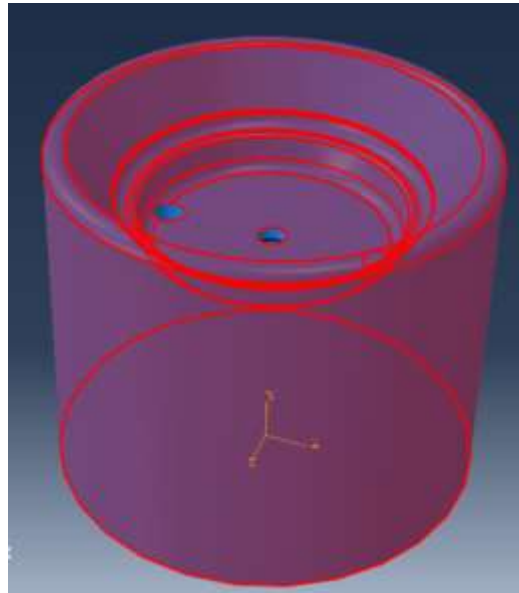


Figura 31. Região de pressão aplicada a toda a parte externa do pistão, em vermelho.

4.3.2 Tensão devido ao Teste de Coluna Central

O teste de coluna central simula o momento em que a cinta do atuador está desinflada e toda a carga do caminhão apoiada diretamente na borracha anti-choque. Para isso, é aplicado uma carga de 20 toneladas na parte central do pistão, como mostrado na Figura 20a. Essa carga é modelada como uma distribuição de pressão na área. Utilizando o modelo de CAD fornecido pela fabricante e o programa Simula SolidWorks, a área de superfície na qual é aplicada a força foi estimada em 8502,12 mm². Considerando a aceleração da gravidade valendo 9,81m/s², a pressão é estimada em 23,076 MPa.

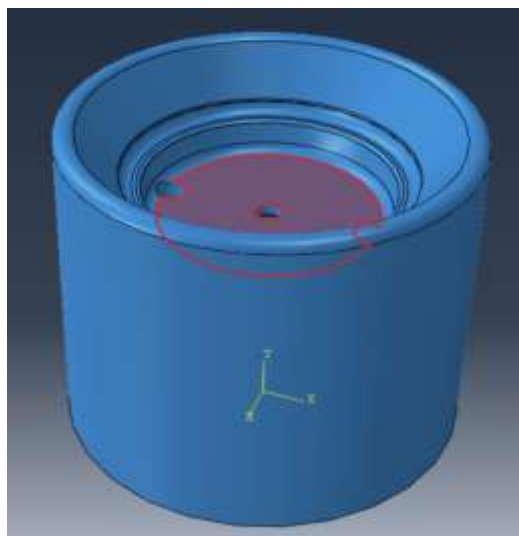


Figura 32. Região de pressão devido ao teste de coluna central.

4.3.3 Tensão devido ao Parafuso

Para a instalação do pistão é utilizado um conjunto parafuso-arruela-porca. O parafuso utilizado é um M12, com roscas-padrão UNS, fabricado em aço médio carbono, com tensão mínima de teste de 225MPa (Norton, 2013, p. 929). A tensão que o parafuso aplica sobre a área superior do pistão é estimada com base na pré-carga aplicada na instalação da junção, através do torque máximo de montagem recomendado pela fabricante. Segundo Budynas & Nisbett (2008, p. 449), o torque de montagem pode ser escrito como a equação (13):

$$F = \frac{T}{Kd} \quad (13)$$

onde T é o torque máximo aplicado à porca no momento da montagem, K é o coeficiente de torque, F é a pré-carga axial no parafuso e d é o diâmetro do parafuso. Segundo Norton (2013, p.929), o coeficiente de torque para roscas padrão UNS vale 0,22. O diâmetro do parafuso M12 vale 12 mm e o torque aplicado recomendado vale 31,2 N.m (Firestone Industrial Products, 2010). Resolvendo a equação (13) para a força de pré-carga encontramos o valor de $F = 11,818$ kN. É utilizada uma arruela lisa de 20mm entre a cabeça do parafuso (de 18 mm) e a superfície do pistão. Dessa maneira, a carga poderia ser modelada como uma distribuição da pré-carga na região de contato entre a superfície da arruela e do pistão Figura 33. A área da região vale 160,88 mm² e a tensão aplicada devido ao parafuso P_p pode ser estimada pela equação (14):

$$P_p = \frac{F}{A} = \frac{11818 \text{ N}}{160,88 \text{ mm}^2} = 73,45 \text{ MPa} \quad (14)$$

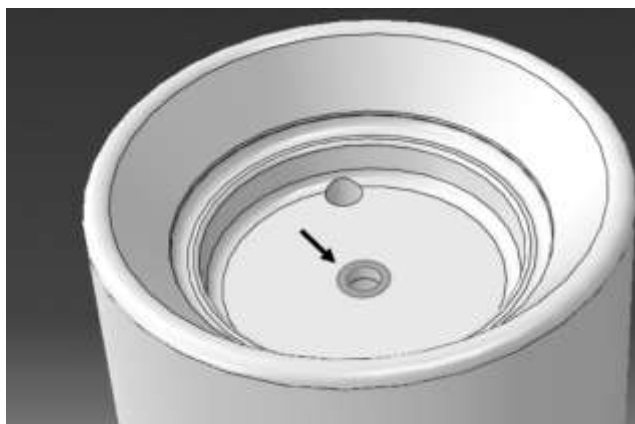


Figura 33. Área de aplicação da força do parafuso ao pressionar o pistão.

4.3.4 Reações de Condições de Fixação

O pistão é fixado pelo parafuso, e a região diretamente em contato com a superfície ligada ao eixo é a coluna central. Isso se dá porque existe um espaço de 1,6 mm entre a altura da coluna central e a coluna externa, vista na Figura 34. Por isso, a região em contato na montagem é a central, mas assim que houver carregamento é esperado que a coluna externa também tenha seu movimento limitado ao tocar a superfície de base.

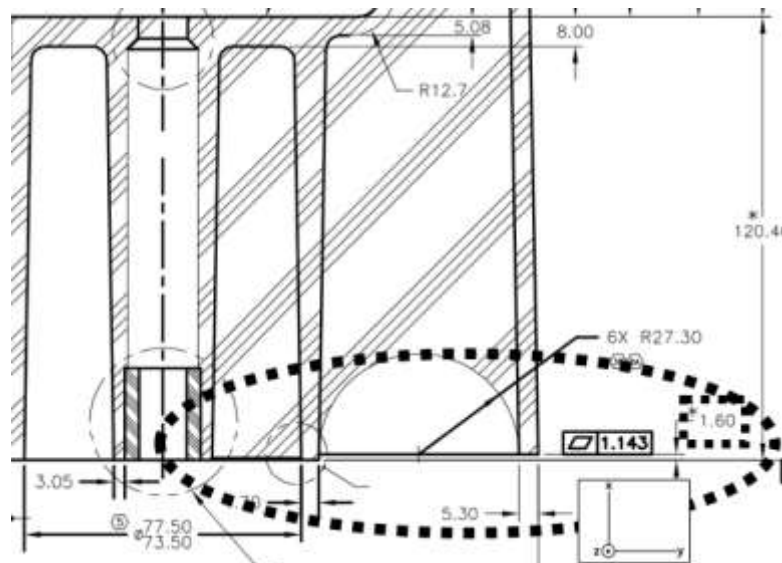


Figura 34. Diferença da dimensão entre a coluna central e externa. A coluna central entra em contato com a base antes, embora seja esperado que a deformação da coluna externa alcance a base já na montagem.

O pistão está limitado em movimentos em todas as dimensões na área de contato com a arruela inferior do parafuso. Limitado a movimento na direção x (da Figura 34) na região dentro da coluna central e limitado a um descolamento de 1,6 mm em x nas demais regiões. As condições de contorno estão mostradas na Figura 35.

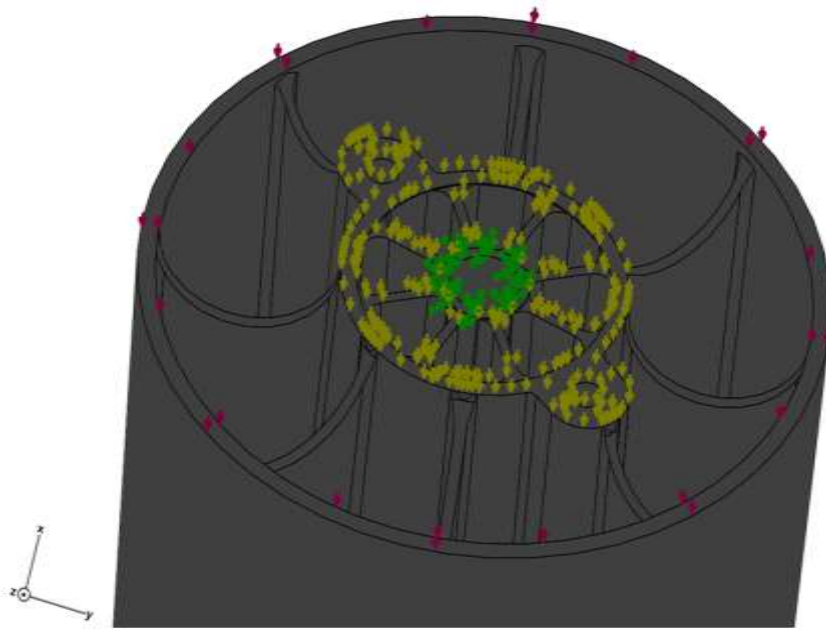


Figura 35. Condições de limitação de movimento. Em verde, região fixada em todas as direções; em amarelo, região com restrição de movimento na direção x e; em vermelho, região limitada a 1,6mm de movimento em x.

5. Modelagem em Elementos Finitos

5.1 Software e máquina utilizada

O programa utilizado para a otimização é o Simulia Abaqus versão 13.1, escolhido especialmente pelo seu módulo de otimização ATOM. Este módulo usa a interface central do Abaqus, completamente integrado com as ferramentas de elementos finitos disponíveis. O módulo permite otimizações topológicas e de forma, e especialmente em otimizações topológicas utiliza algoritmos SIMP para aplicações gerais e RAMP para aplicações específicas em problemas que envolvam CFD. Além disso, é possível fazer aprimoramentos ao modelo, pois a interface permite alterações em grande parte dos filtros matemáticos utilizados em cada etapa da otimização. Outro fator importante é o gerenciamento da utilização de recurso computacional, especialmente da utilização dos núcleos do processador o que é importante para garantir a convergência na otimização de problemas complexos, como o do pistão. Todas as interações possíveis de serem feitas na interface do Abaqus também são possíveis utilizando-se comandos na linguagem Python, o que também foi decisivo para a escolha do programa, uma vez que Python é uma linguagem *open-source* altamente utilizada na indústria, e permitiu configurações avançadas do *solver* do Abaqus. A máquina utilizada tem processador Intel i7 7500U, 7ª geração de quatro núcleos, com GPU Nvidia 1090GT e 16Gb de RAM.

5.2 Preparação de Modelo de Geometria

A geometria do pistão tem arestas com angulações relativas altas entre si, e por isso existe o indicativo de que o modelo do pistão pode ser considerado complexo. Geralmente modelos complexos demandam um volume muito alto de elementos finitos para convergirem em soluções utilizáveis. Além disso, especialmente para otimizações topológicas existe uma necessidade do domínio ser tão grande quanto possível – assim é possível que o software tenha liberdade para alterar as densidades relativas de uma quantidade maior de elementos (Dassault Systèmes, 2011).

A geometria básica do pistão é de um cilindro de 170,95 mm de altura máxima e 201,9 mm de diâmetro, como visto no capítulo 4.1 Geometria A Ser Otimizada. A área de atuação é equivalente à área mostrada na Figura 21b, ou seja, toda a parte interna do pistão. Para isso serão necessárias adaptações, tanto para criar um domínio trabalhável pelo programa de otimização topológica, através do preenchimento do pistão, quanto para melhor utilizar os recursos computacionais, através do uso de simetrias rotacionais.

5.2.1 Preenchimento do Domínio

O primeiro passo da modelagem é preencher toda a parte interna no pistão, mantendo o furo passante para o parafuso de fixação e toda a parte utilizada na montagem do pistão. Esse procedimento foi executado no modelo *CAD*, importando o arquivo computacional de extensão STEP para o programa

comercial Simula SolidWorks. Uma vez dentro do ambiente de edição, foi executado o preenchimento de toda a parte interno do pistão até o ponto mais inferior possível, como mostrado na Figura 36b.

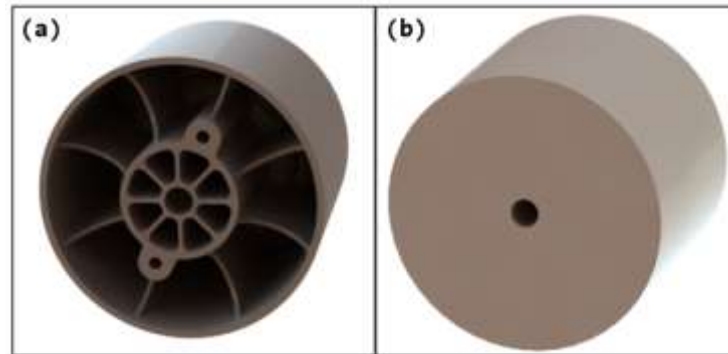


Figura 36. Preenchimento do modelo de pistão. a) Pistão original e b) pistão preenchido.

As aletas de preenchimento, localizadas na parte externa da coluna central do pistão original, como mostrado na Figura 37, não são necessários para a fabricação do modelo atual. Essas formações eram utilizadas como o contato e entrada dos bicos de adição de material e expulsão do molde (como indicada na Figura 14, do capítulo 2.1.3.3 Método de Fabricação dos Pistões.). Hoje os bicos de adição ficam em contato com a ponta da coluna externa do pistão.

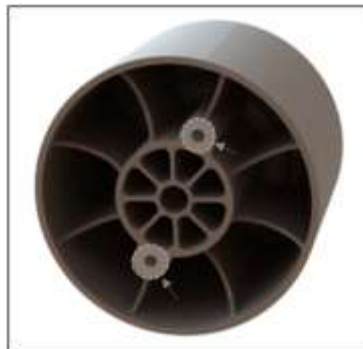


Figura 37 - Localização das aletas de preenchimento, nos círculos claros e indicados por setas. Essas formações não são utilizadas na fabricação atual do pistão.

O volume do pistão preenchido compreendeu 3,48 vezes do pistão original, saindo de 1,3002 litros no original para 4,543 litros do pistão preenchido. Esse volume adicional servirá como domínio de trabalho para a otimização topológica. O CAD do pistão preenchido manteve todas as propriedades operacionais do original, podendo substituir este em sua aplicação comercial.

5.2.2 Condição de Simetria

Dado o aumento de 3,48 vezes no volume, é esperado que, se mantidas as mesmas propriedades de elementos de malha utilizados, o modelo preenchido tenha 3,48 vezes mais elementos, aumentando assim consideravelmente o potencial custo computacional. Se considerarmos a carga computacional

adicionada em execuções de otimização topológica (Dassault Systèmes, 2011), se faz necessário simplificar o modelo preenchido.

O pistão preenchido é um cilindro com simetria rotacional sob um eixo central, localizado no centro do furo passante. É possível então definir uma condição de simetria no modelo do pistão, possivelmente utilizando uma fração de peça e impondo que as superfícies livres, resultantes do corte, sejam simuladas considerando simetrias rotacionais de um certo grau.

Para modelos de otimização utilizando Abaqus Atom, simetrias de até $1/8$ (equivalente a 45°) são possíveis, embora não indicadas por dificuldades de convergência de malha durante testes do fabricante (Dassault Systèmes, 2011). Para o modelo de pistão preenchido, será utilizado uma simetria rotacional de $1/4$ de pistão (equivalente a 1 quadrante de 90°). Este modelo pode ser visto na Figura 38.

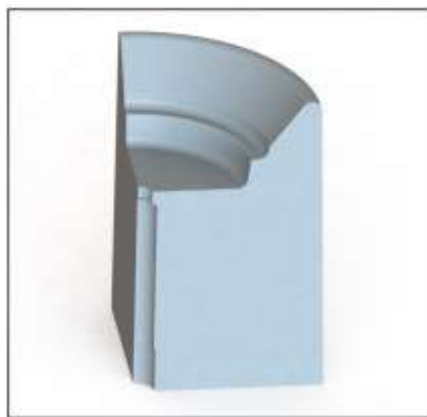


Figura 38 - Visão dimétrica do modelo de $1/4$ de pistão preenchido.

O volume do $1/4$ de pistão cheio é 1,135 litros, e equivale a 3,49 vezes o volume do modelo de $1/4$ do pistão original – isto é, é necessário diminuir o volume do $1/4$ de pistão preenchido em 71,36% para alcançar o volume do $1/4$ original. A condição de simetria será imposta nas duas faces de corte expostas.

A Figura 39 mostra as etapas de preparação do pistão e a geometria final que será importada nos software de otimização.

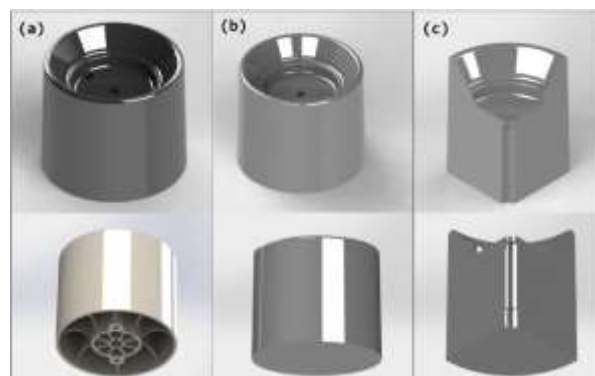


Figura 39 - Geometria do pistão adaptada, renderização dimétrica superior e inferior. a) Pistão original, b) Pistão preenchido com o domínio otimizável definido e c) Quarto de pistão preenchido, que será utilizado nas otimizações.

5.3 Modelagem

A modelagem consiste em aplicar as forças descritas no capítulo 4.3 Forças Envolvidas no modelo de elementos finitos, as condições de contorno, de malha e de execução. Para este caso o processo foi executado no programa Simulia Abaqus. Primeiro foi importada a geometria já adaptada, em formato STEP. Em seguida as propriedades do material são adicionadas com base na Tabela 2, e a condição de isotropia é selecionada, como mostra a Figura 40.

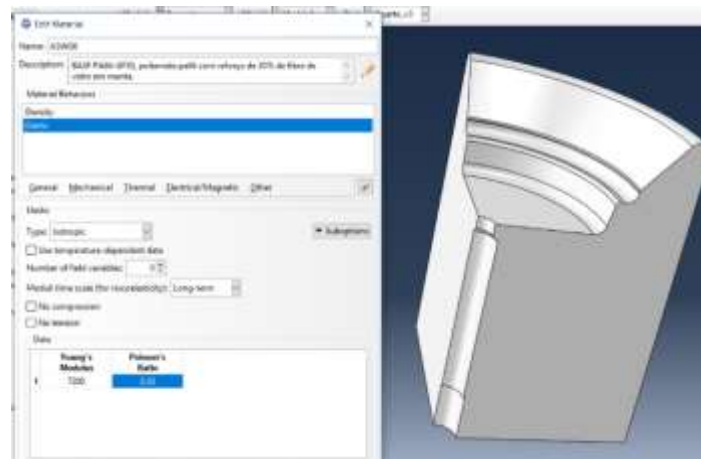


Figura 40. Seleção das propriedades de material.

Uma seção idêntica à peça é criada a ela associada o material A3WG6, assim como uma montagem é associada à seção criada. A condição de simetria rotacional é aplicada, como mostra a Figura 41. Para isso, é utilizado uma técnica de simulação de extrusão de superfície: Selecionando a superfície inicial “mestre” (indicada como “Suf 12” na Figura 41), depois a superfície de destino “slave” (indicada como “Surf 11” na Figura 41).

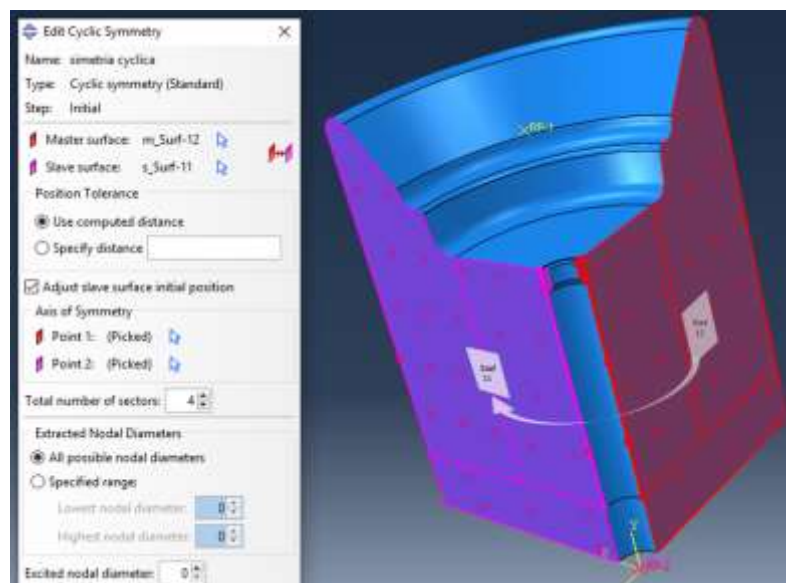


Figura 41. Configuração de simetria rotacional no quarto de pistão. A superfície “Surf 12”, em vermelho é a de origem, e a superfície “Surf 11”, em roxo, é a de destino.

Por último, seleciona-se o eixo de simetria, representado pelo eixo “y”. São informados ainda o número de setores (4, para esse caso de ¼ de pistão) e escolhidos todos os diâmetros nodais possíveis, para o caso de análises dinâmicas sendo executadas no futuro. Com essa configuração importada, o programa vai simular a presença do restante do pistão, e considerar que existe um volume de mesmo material nesta região, sem que para isso seja necessário executar cálculos específicos nela.

5.3.1 Condições de Contorno

As condições de contorno dizem respeito à limitação de movimento do pistão devido à fixação na operação e às condições de teste, como foi descrito no capítulo 2.3 Especificidade do Problema. Nestas duas condições, o pistão é apoiado sobre uma superfície lisa, o que impõe uma condição de restrição de movimento na direção y, bem como restrição de rotação em torno dos eixos x e z. Adicionalmente, a condição de fixação considera que o parafuso passante transforma a área abaixo da arruela em uma junção, e o atrito causado pela força de fixação foi modelado como um encaixe de uma área equivalente à área da arruela aplicada na parte inferior do pistão. Ambas as condições de contorno podem ser vistas na Figura 42.

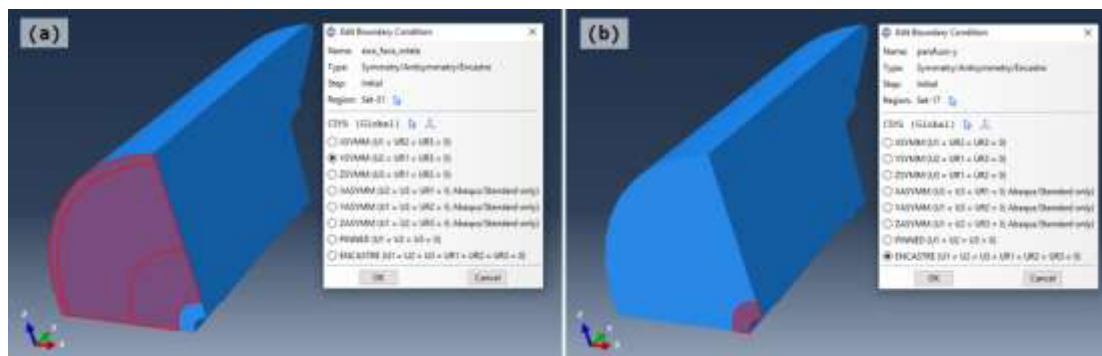


Figura 42 - Condições de contorno. a) Limitação de movimento devido ao apoio na superfície inferior e b) Encastre devido ao parafuso de fixação.

Ambas as condições de contorno são aplicadas na etapa inicial, antes das cargas serem aplicadas, e mantidas durante toda a simulação.

5.3.2 Cargas

As cargas foram modeladas de acordo com o descrito no capítulo 4.3 Forças Envolvidas, simulando os testes de pressão e de coluna central. Como trata-se de pressões em áreas, e não forças pontuais, as magnitudes foram mantidas iguais e aplicadas nas áreas equivalentes no quarto de pistão modelado. Para o teste de pressão, especificamente, foi considerado o pior caso: em que a cinta está em contato com toda a área externa do pistão. A Figura 43 mostra a configuração das cargas no modelo.

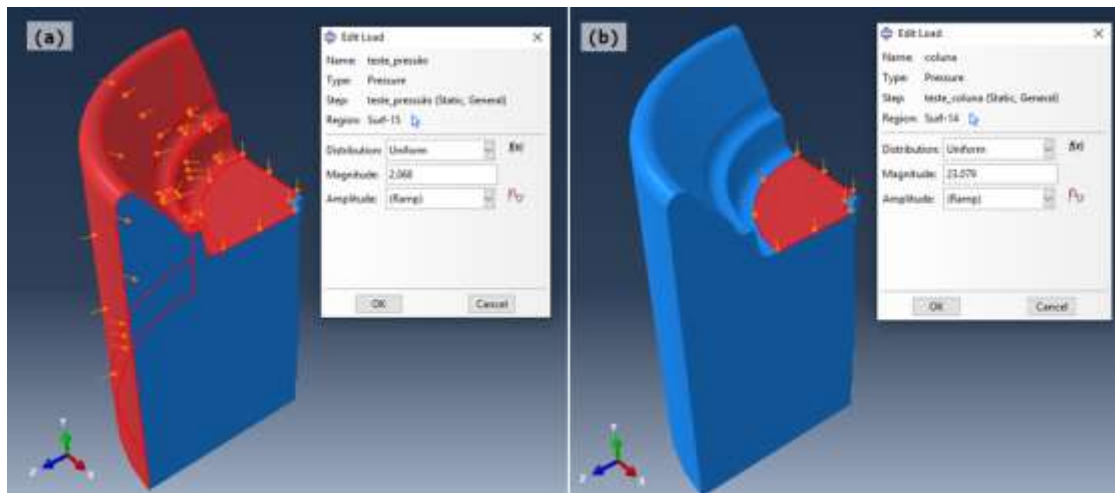


Figura 43 - Configuração de cargas aplicadas no modelo, áreas de aplicação de carga em vermelho, dimensões em MPa. a) Teste de pressão e b) Teste de coluna.

5.3.3 Etapas

As etapas de simulação foram definidas de modo a replicar os testes da linha de controle de qualidade, onde os testes são aplicados separadamente. Assim, a simulação foi dividida em três momentos:

- Etapa Inicial: Cria a condição de simetria e as condições de contorno;
- Etapa Testes de Coluna: Cria as cargas do teste de coluna e propaga as condições de simetria e contorno;
- Etapa Teste de Pressão: Desativa a carga do teste de coluna, cria as cargas do teste de pressão e propaga as condições de simetria e contorno.

Todos as etapas serão executadas consecutivamente a cada ciclo de simulação.

5.4 Convergência e Desenvolvimento de Malha

5.4.1 Tipos de Elementos de Malha Utilizados

A precisão que pode ser obtida com um modelo de elementos finitos está intimamente relacionado às características dos elementos de malha utilizados. O objetivo de se utilizar malhas no método de elementos finitos é discretizar o contínuo de uma peça em domínios definidos, chamados de elementos, sobre os quais um conjunto de equações é resolvido. De modo geral, estas equações representam a equação governante do problema através de um conjunto de funções polinomiais definidas em cada um dos domínios – e então definidas sobre cada elemento. Quanto maior a quantidade definida destes elementos de malha mais é possível se aproximar da solução real do problema (COMSOL Group, 2019).

O problema de otimização do pistão como um todo é modelado como estritamente linear, já que estamos analisando o comportamento estático abaixo de tensões de escoamento do material, que

também é considerado isotrópico (como mostrado no capítulo 4.2 Material). Dois tipos de elementos foram considerados para o problema: tetraédrico linear de 4 nós de primeira ordem, com integração reduzida (identificado no programa Simulia Abaqus como C3D4) e hexaédrico linear de 8 nós com integração reduzida (identificado como C3D8R). A Figura 44 mostra uma malha aplicada a tubos de alimentação de um projeto de refrigeração, onde a malha hexaédrica contém a metade do volume de elementos da tetraédrica e onde foram obtidos os mesmos resultados de tensão (ANSYS LCC, 2019).

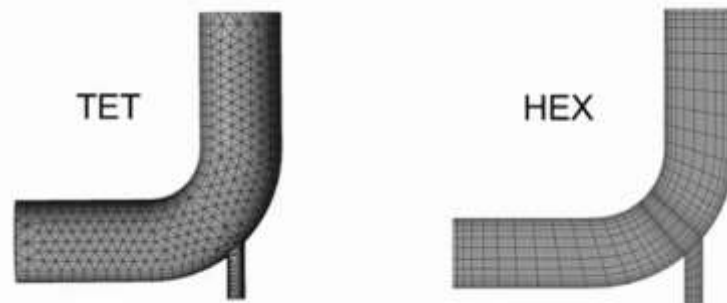


Figura 44 - Peça com malhas utilizando elementos tetraédricos e hexaédricos . Fonte: Ansys (2019)

Elementos tetraédricos (como os C3D4 a serem analisados) são geometricamente versáteis e utilizados em muitos algoritmos automáticos de geração de malha. São convenientes para criar malhas em formas complexas e alguns dos maiores softwares de CAD do mercado (como o popular Simulia SolidWorks) fornecem exclusivamente tipo de elemento em seus algoritmos de simulação em elementos finitos. Por outro lado, malhas compostas de elementos hexaédricos fornecem soluções de acurácia equivalente a um custo menor. Quadriláteros e hexaedros têm uma taxa de convergência maior do que triângulos e tetraedros, e hexaedros de primeira ordem performam melhor se a forma do corpo a ser aplicado a malha for aproximadamente retangular ou com angulações bem definidas (Dassault Systèmes, 2011). Portanto, é preferível utilizar o elemento hexaédrico (C3D8R) quando possível.

5.4.2 Particionamento para Criação de Malha Hexaédrica

O módulo de criação de malhas do Abaqus não é capaz de desenvolver uma malha hexaédrica no pistão original e no quarto do pistão. Isso se dá por causa da geometria complexa da peça, e mesmo no caso do quarto do pistão, em que essa complexidade só está presente na parte externa, o programa desabilita esta opção e considera o quarto de pistão “*not meshable*”, ou “impossível de aplicar malha” em tradução livre. Para superar esta limitação, foi aplicado um procedimento de particionamento da peça: através de cortes, as partes complexas foram separadas do quarto de pistão, em partições, que agora isoladas conseguem receber malhas do módulo de malhas padrão do Abaqus. A Figura 45 mostra as arestas e as partições criadas.

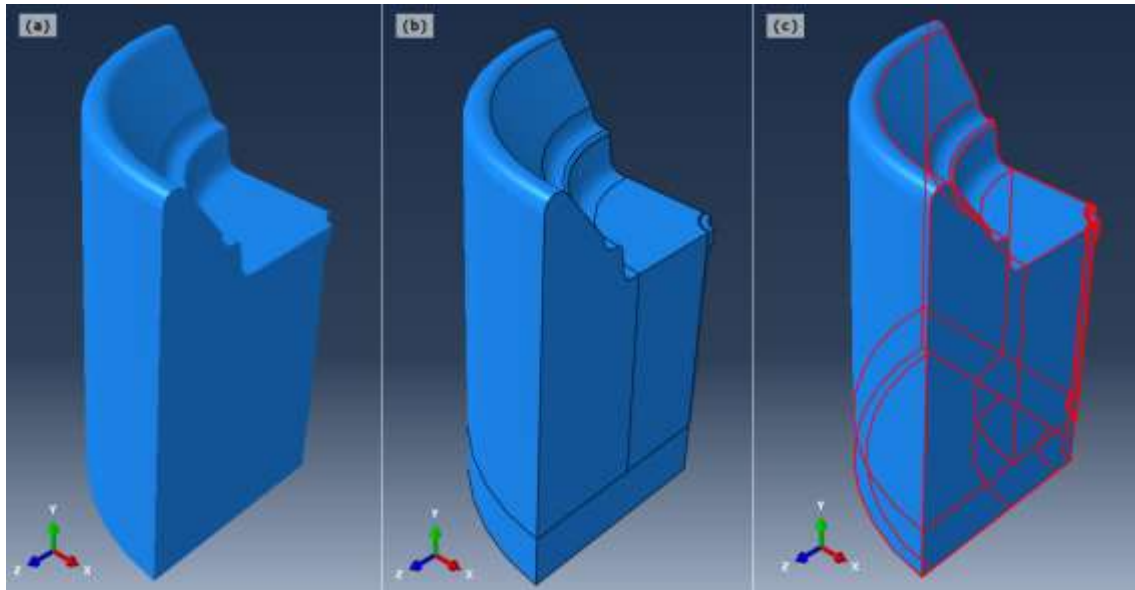


Figura 45 - Particionamento do quarto de pistão. a) Quarto de pistão original, b) Arestas de corte e c) Partições realçadas.

O procedimento de particionamento não afeta a simulação fora do módulo de malhas do programa, que dispõe de diversas ferramentas para auxiliar na criação das partições.

5.4.3 Testes de Convergência de Malha

É preciso balancear o custo computacional associado à quantidade de elementos e a proximidade das soluções reais de um modelo. Quanto maior o número de elementos, é esperado também que este custo aumente, em geral em graus semelhantes de magnitude (Dassault Systèmes, 2011). Pensando em otimizar a simulação, foram efetuados diversos testes de convergência de malha. Para isso, foram executadas simulações variando o tipo e a quantidade de elementos, analisando os resultados de tensão e deformação a cada incremento e tempos de processamento.

Os elementos testados foram os tetraédricos (C3D4) e hexaédricos (C3D8R), descritos anteriormente. A convergência aqui é definida na menor quantidade possível de elementos para os quais os resultados de tensão e deformação tenham uma variação abaixo de 5% em 2 incrementos consecutivos, como indicado pelo fabricante do programa Abaqus (Dassault Systèmes, 2011).

A Figura 46 mostra os modelos de malha utilizando progressivamente densidades maiores de elementos tetraédricos, partindo de 24.156 na Figura 46a até 745.665 elementos na Figura 46b. Os resultados para elementos tetraédricos são apresentados na Tabela 3 e na Figura 47, onde S_{Mises} representa a tensão de Von Mises máxima no modelo, utilizando o critério de energia de distorção e U

PRINCIPAL MAX representa o deslocamento máximo de um elemento em relação à sua posição original, em qualquer direção.

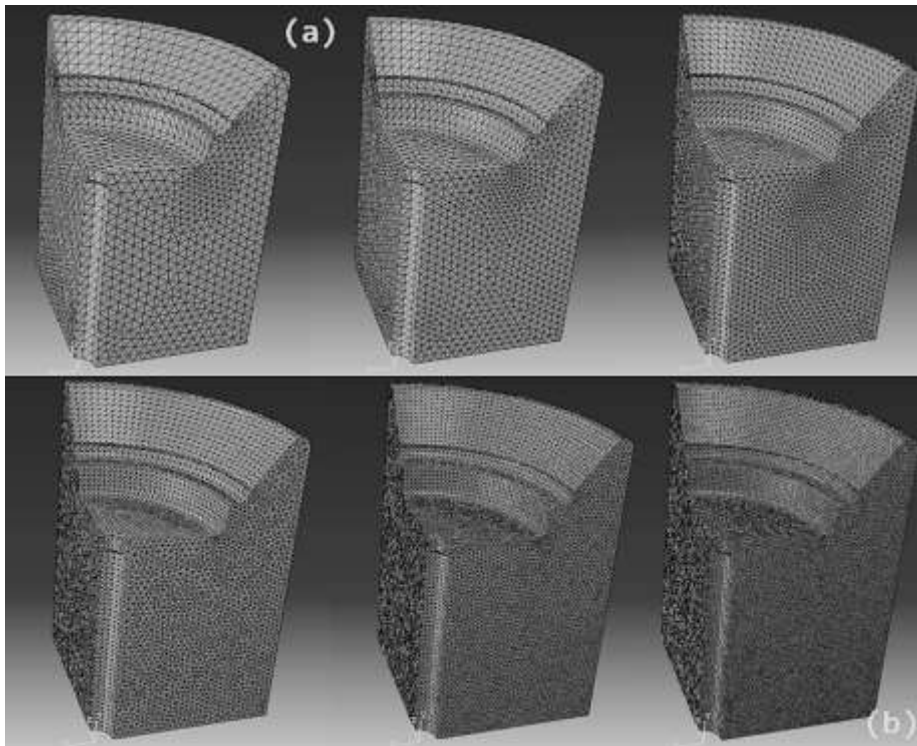


Figura 46 – Modelos de malha com progressivamente maior densidade de elementos tetraédricos. a) Pistão discretizado em 24 mil elementos. b) Pistão discretizado em 745 mil elementos.

Tabela 3. Resultado do teste de convergência de malha tetraédrica.

	NÚMERO DE ELEMENTOS	S, MISES [MPa]	DIF [%]	U, PRINCIPAL MAX [mm]	DIF [%]	TEMPO DE SIMULAÇÃO [s]
1	24.156	17,54	-	0,1899	-	47
2	36.485	24,15	38%	0,1988	5%	54
3	50.144	29,11	21%	0,1798	-10%	70
4	74.655	64,14	120%	0,1874	4%	127
5	95.115	21,47	-67%	0,1890	1%	159
6	127.695	33,12	54%	0,1896	0%	206
7	249.655	33,24	0%	0,1891	0%	514
8	635.291	32,76	-1%	0,1904	1%	914
9	745.665	33,24	1%	0,1904	0%	1204

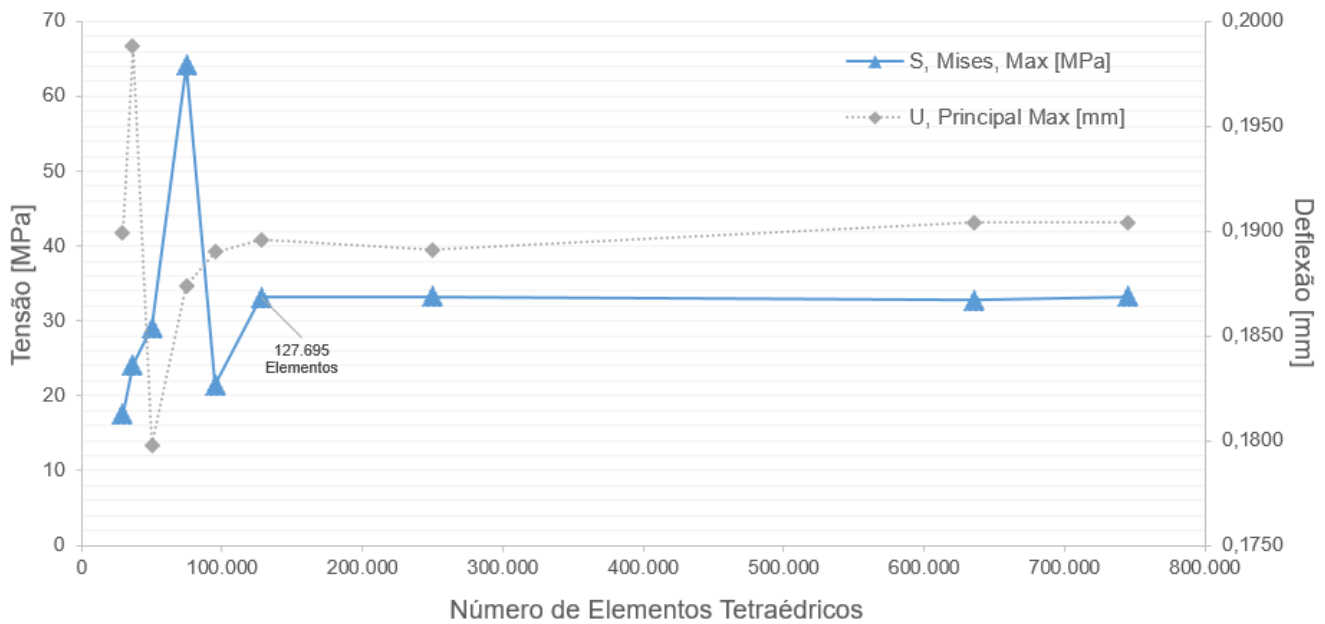


Figura 47 - Resultado do processo de convergência de malha tetraédrica. A malha converge em 127.695 elementos para este modelo.

A convergência aconteceu com 127.695 elementos, com um tempo de execução de 206 segundos. As tensões estão em níveis aceitáveis e com um fator de segurança de 4,19 em von Mises. Não houve indicativos de distorções nos elementos nem problemas com concentrações de tensão.

Analogamente ao que foi executado para elementos tetraédricos, a Figura 48 mostra os modelos de malha utilizando progressivamente densidades maiores de elementos agora hexaédricos, partindo de 29.156 na Figura 48a até 635.291 elementos na Figura 48b. Os resultados para elementos hexaédricos são apresentados na Figura 50 e na Tabela 4, onde **S Mises** representa a tensão de Von Mises máxima no modelo, utilizando o critério de energia de distorção e **U PRINCIPAL MAX** representa o deslocamento máximo de um elemento em relação à sua posição original, em qualquer direção.

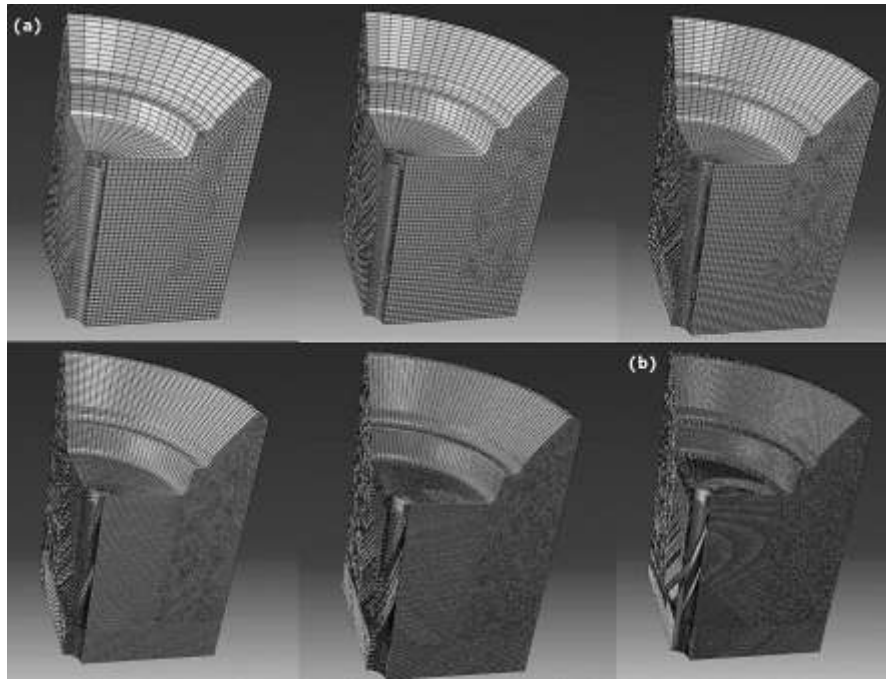


Figura 48. Modelos de malha com progressivamente maior densidade de elementos hexaédricos. a) Pistão discretizado em 29 mil elementos. b) Pistão discretizado em 635 mil elementos.

Tabela 4. Resultado do teste de convergência de malha hexaédrica.

	NÚMERO DE ELEMENTOS	S, MISES [MPa]	DIF [%]	U, PRINCIPAL MAX [mm]	DIF [%]	TEMPO DE SIMULAÇÃO [s]
1	29.156	19,11	-	0,1955	-	29
2	36.485	43,33	127%	0,1977	1%	37
3	50.144	29,11	-33%	0,1899	-4%	51
4	74.655	32,73	12%	0,1901	0%	75
5	95.115	31,98	-2%	0,1895	0%	94
6	127.695	31,67	-1%	0,1895	0%	126
7	249.655	32,04	1%	0,1905	1%	234
8	635.291	32,57	2%	0,1919	1%	641

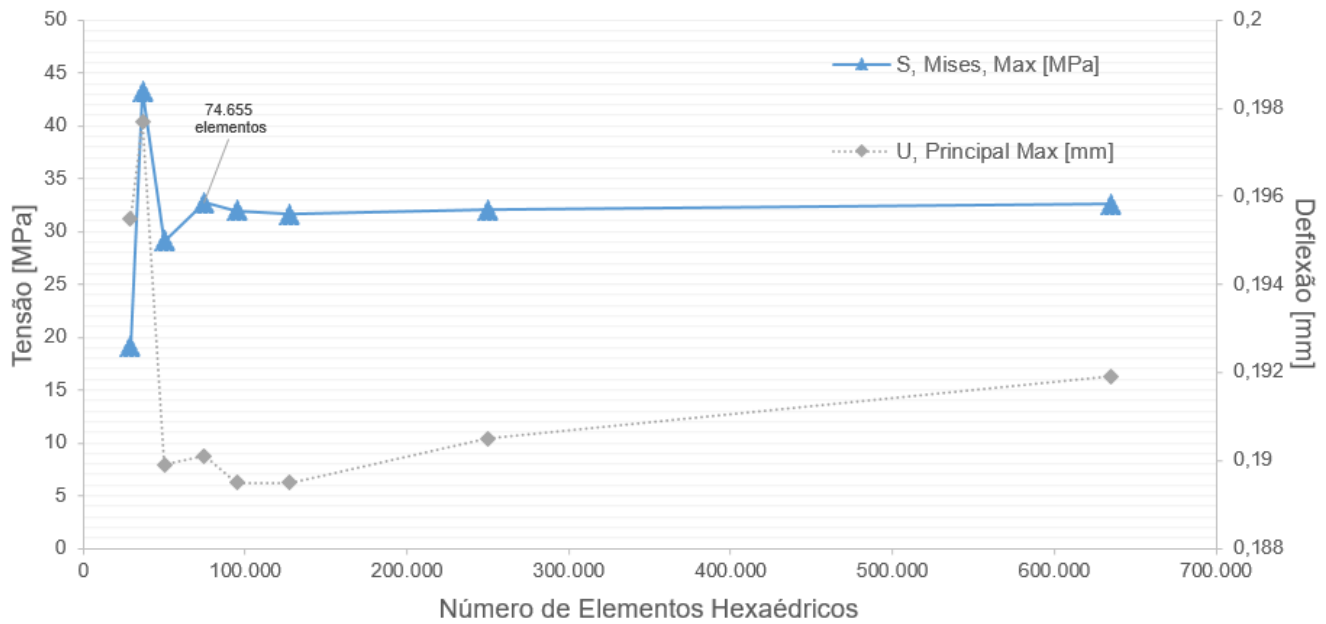


Figura 50 - Resultado do processo de convergência de malha hexaédrica. A malha converge em 74.665 elementos para este modelo.

As tensões estão em níveis aceitáveis e com um fator de segurança de 4,3 em von Mises. Não houve indicativos de distorções nos elementos nem problemas com concentrações de tensão. A convergência aconteceu com 74.655 elementos (41,7% a menos do que com elementos tetraédricos), com um tempo de execução de 75 segundos (63,5% menor). A Figura 49 mostra uma comparação entre os tipos de elementos e o tempo de execução.

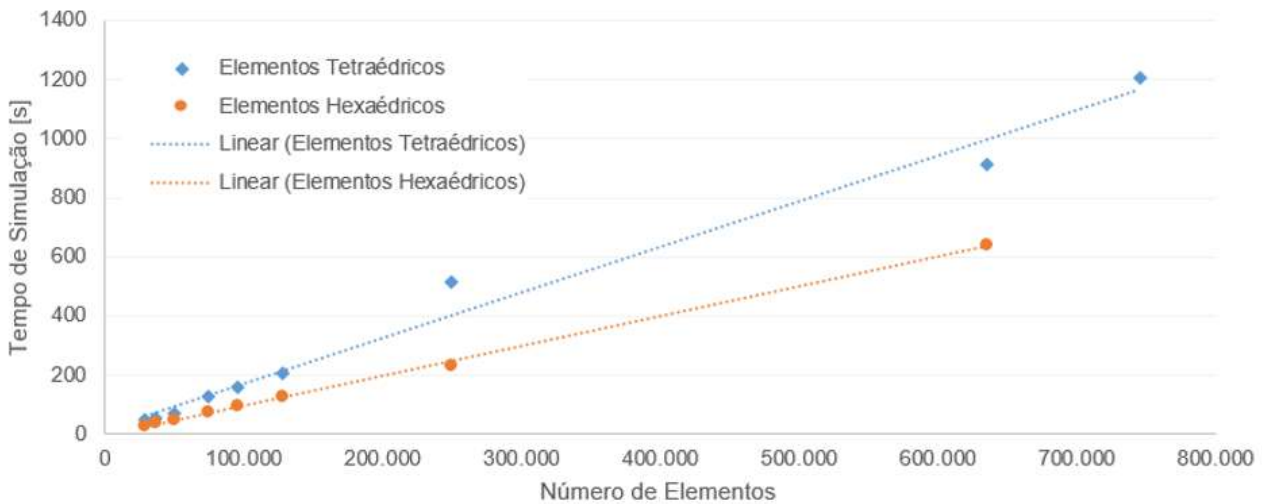


Figura 49. Tempo de simulação e regressão linear para elementos hexaédricos e tetraédricos.

A malha hexaédrica não só convergiu utilizando-se um volume menor de elementos, mas têm uma tendência de ter uma carga computacional menor do que a malha tetraédrica, especialmente para modelos com alta densidade de elementos. Para a otimização, serão utilizados então elementos

hexaédricos lineares de 8 nós com integração reduzida (identificado como C3D8R), com uma malha de pelo menos 74.655 unidades.

6. Otimização do Pistão

6.1 Simulação da Geometria Original

O primeiro passo na otimização do pistão é a verificação o estado de tensões aplicadas na geometria original do pistão e suas propriedades de massa, especialmente o volume de material utilizado. Com os valores de tensões e deflexões máximas, bem como volume de material utilizado, será possível obter uma base de comparação dos resultados da otimização topológica.

Para simular o pistão original, importou-se a geometria em formato STEP no programa Simulia Abaqus, e foi construído um modelo análogo ao descrito no capítulo 5. Modelagem em Elementos Finitos para o quarto de pistão preenchido. As principais diferenças no modelo estão nas condições de contorno e na malha – porque estas são aplicadas em áreas muito diferentes no modelo de quarto de pistão. A Figura 51 mostra as condições de contorno de encastre de parafuso, de contato na parte inferior do pistão original e também as aplicações de carga. As simulações são executadas de acordo com as fases descritas no capítulo 5.3.3 Etapas.

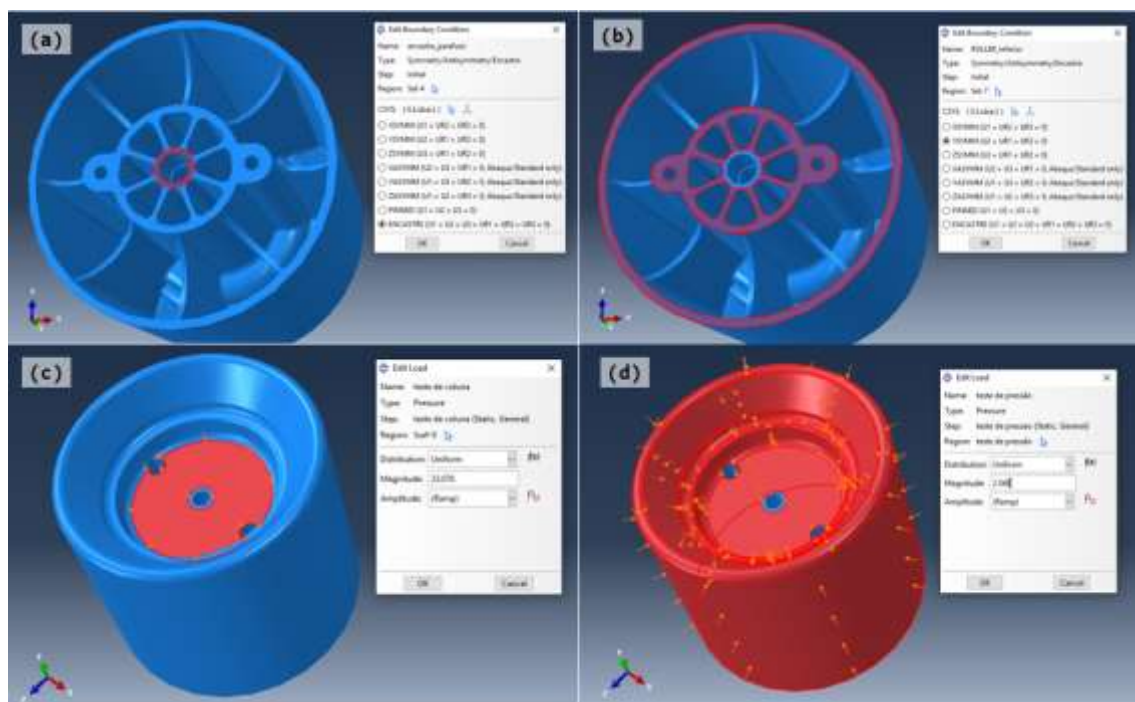


Figura 51. Condições de contorno (vistos nos quadros a e b) e aplicação de cargas (quadros c e d), no modelo de pistão original.

A malha do modelo de simulação do pistão original foi criada com elementos tetraédricos. Para a criação de malha hexaédrica seria necessário um processo de particionamento extenso, com mais de 350 cortes – o que invalidaria o propósito de diminuir os tempos de processamento. Foi executado um teste de convergência de malha, com os resultados apresentados na Figura 52. A convergência ocorreu aos 112 mil elementos – no entanto, de modo a confirmar os resultados e evitar pontos de conversão locais, e não globais, os resultados a serem utilizados como comparação da otimização foram obtidos em um modelo de 472.219 elementos.

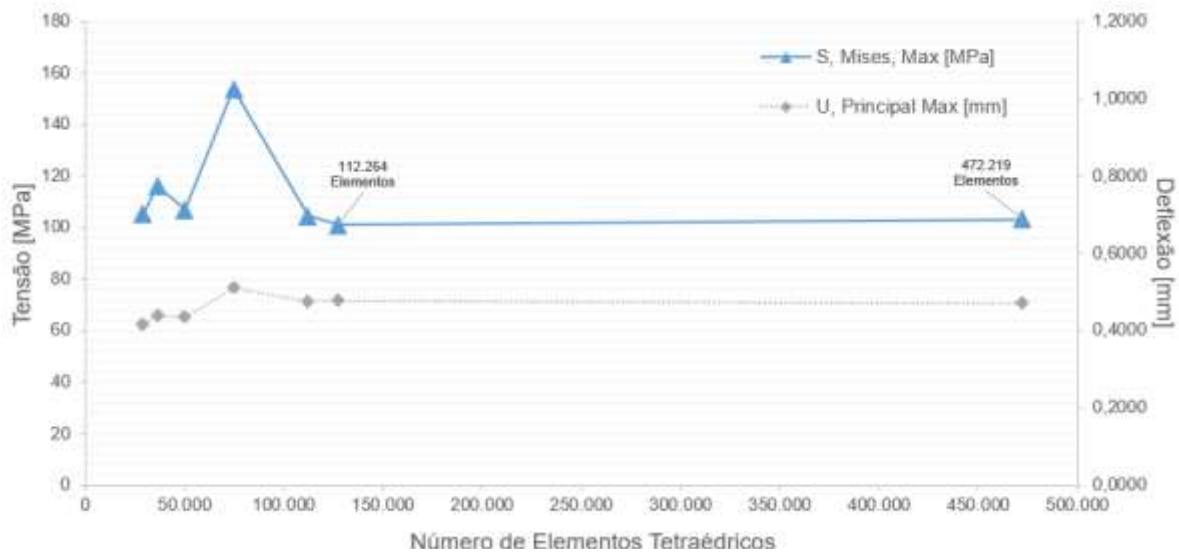


Figura 52. Resultados do teste de convergência de malha do pistão original.

Os resultados de tensão de von Mises foram muito próximos da tensão de escoamento de material, e o fator de segurança calculado foi de 1,24 - o que mostra a exaustão dos esforços de otimização executadas pela Firestone no pistão através dos anos. A localidade com maior concentração de tensões na geometria original é a parte interna, na curvatura principal do pistão, como mostra a Figura 53.

A Tabela 5 compila os resultados que serão utilizados como referência para o processo de otimização topológica a ser executado. O volume do pistão original é obtido através dos modelos em STEP aplicados das propriedades de material que foram descritas na seção 4.2 Material.

Tabela 5. Propriedades do pistão original a serem usadas como base de referência para a otimização.

VOLUME ORIGINAL [L]	VOLUME $\frac{1}{4}$ ORIGINAL [L]	FATOR DE SEGURANÇA ORIGINAL	TENSÃO MÁXIMA VON MISES [MPa]	DEFLEXÃO MÁXIMA [mm]
1,302	0,325	1,24	104,60	0,4712

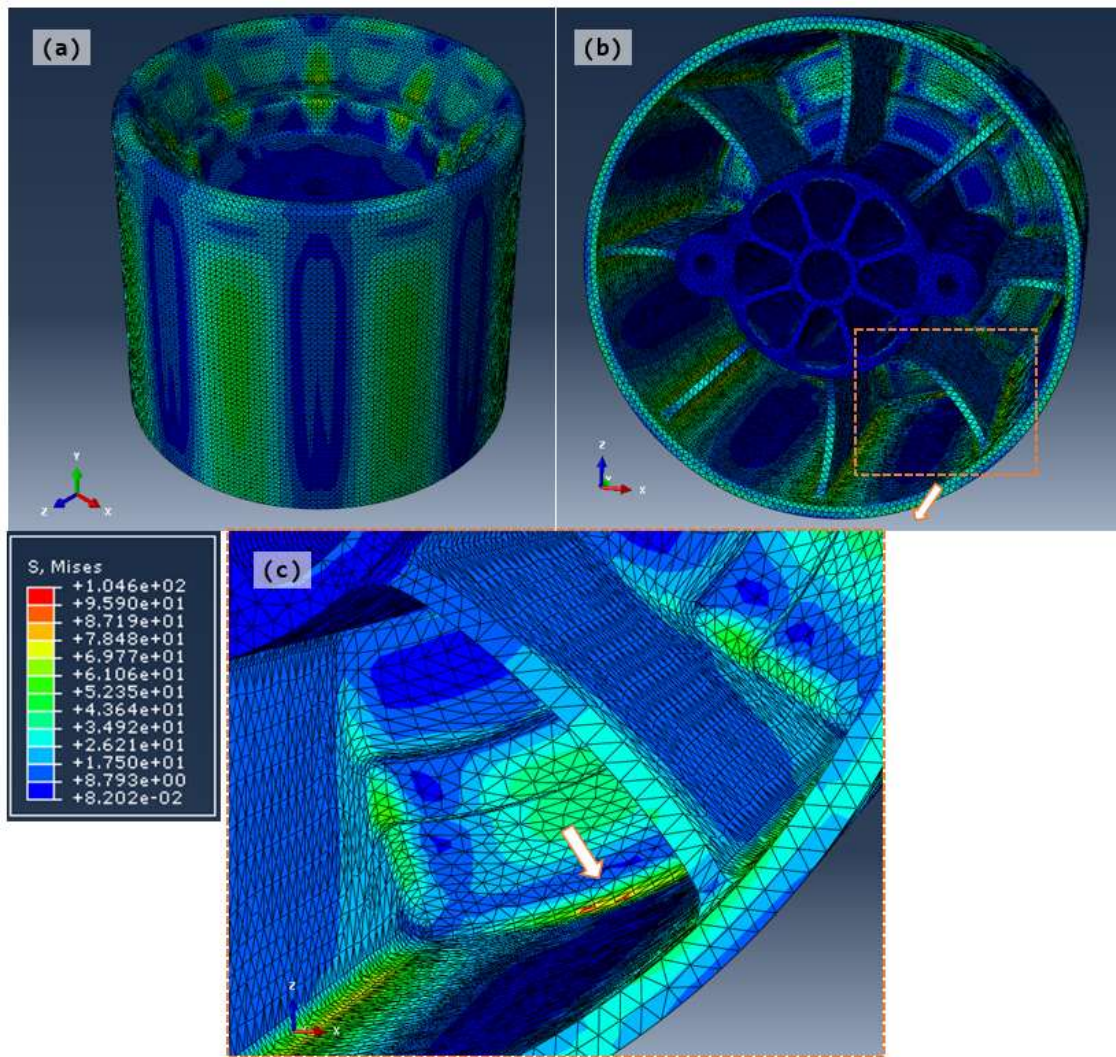


Figura 53. Resultado de simulação no pistão original. a) Vista dimétrica do pistão. b) Vista inferior, com destaque para zoom, em laranja. c) Região com o pico de tensão de von Mises, alcançando 104,6 MPa.

6.2 Modelo Geral de Otimização

Como visto na seção 2.2.2 Otimização Topológica, é necessário definir as variáveis de otimização que serão utilizadas na função objetiva e como restrições de desigualdade e igualdade a serem aplicadas sobre a discretização do conjunto de variáveis descrito na Equação 11. Com esses termos bem definidos é possível importar tais configurações no ambiente gráfico do programa Simulia Abaqus e executar as otimizações topológicas.

6.2.1 Variáveis de Projeto, Função Objetiva e Restrições

As variáveis relevantes para o projeto são o volume total da peça e a energia de deformação.

O volume total da peça é relevante porque será a principal restrição de igualdade aplicada à função objetiva. A restrição aplicada é a de o volume de uma peça otimizada seja igual ou menor ao volume de $\frac{1}{4}$ do pistão original. Assim, garante-se que a função objetiva seja satisfeita somente quando os ciclos de otimização trouxerem volumes menores do que os da peça original.

A energia de deformação é tipicamente utilizada em projetos de otimização topológica quando deseja-se obter a peça mais rígida possível, geralmente utilizando volume como restrição (Bendsøe & Sigmund, 2005). Minimizar essa variável, significa minimizar a magnitude da deformação geral da peça.

O volume do quarto de pistão modelado vale 1,135 litros, enquanto, segundo a Tabela 5, o volume de quarto do pistão original vale 0,325 litros. A variável de volume deve ser enforçada de modo que assuma um valor menor ou igual a 0,325 litros, que é equivalente a valer 28,45% do volume do quarto de pistão modelado. Assim, para a otimização do pistão de suspensão a ar, a função objetiva é minimizar a variável energia de deformação, enquanto se é aplicado uma restrição de igualdade de volume geral da peça menor ou igual a 0,2845 vezes seu volume original.

6.2.2 Configuração do Módulo de Otimização

O modelo pode ser configurado no ambiente Abaqus através do módulo de otimização. A árvore de configuração e criação de um *job* de otimização pode ser vista na Figura 54. No momento da criação de um modelo de otimização, é possível definir que tipo de algoritmo será utilizado. Existem duas abordagens disponíveis: *sensitivity based*, que utiliza um algoritmo que ajusta a densidade e a rigidez dos elementos enquanto tenta satisfazer a função objetiva e as restrições impostas, e é baseado em Bendsøe & Sigmund (2005); e *condition-based*, que usa um algoritmo mais eficiente que considera a energia de deformação e as tensões nos nós dos elementos de malha como dados de *input*, e por isso não precisa calcular a rigidez local das variáveis de projeto, sendo baseado em Baktiari (1996) (Dassault Systèmes, 2011). É possível, ainda, escolher dentre os interpoladores descritos na seção 2.2.2 Otimização Topológica e configurar critérios específicos de convergência. Para a aplicação deste

trabalho, foram mantidos os valores-padrão mostrados na Figura 54b, e testadas diferentes variações com ambas as abordagens de algoritmos (*sensitivity based* e *condition-based*).

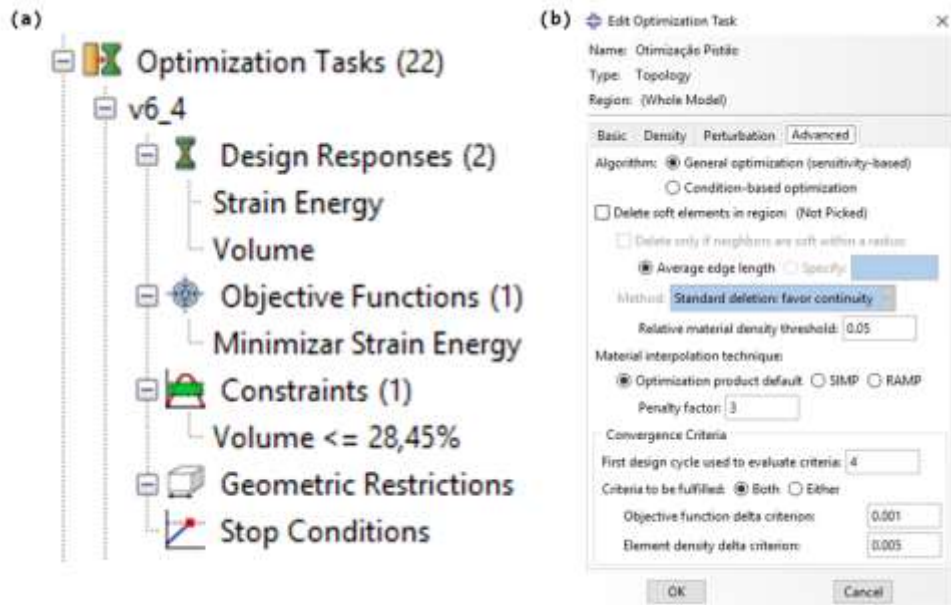


Figura 54. Definição de um *job* de otimização na interface Simulia Abaqus. a) Árvore de otimização. b) Tela de criação, com acesso a escolha de algoritmo e ajustes avançados.

A escolha das variáveis (volume e energia de deformação) com a especificação de qual etapa (dentre as descritas na seção 5.3.3 Etapas) será utilizada como a fonte de dados para o cálculo da variável. Para o caso de otimização do pistão, todas as etapas foram selecionadas, isto é, a soma da energia de deformação e do volume são recalculados e considerados a cada etapa dentro do ciclo de otimização.

6.2 Otimizações, Resultados Parciais e Comentários

Ao todo, durante o desenvolvimento deste projeto, foram completadas, entre simulações e otimizações, 142 execuções do programa Simulia Abaqus. O tempo médio de execução das simulações variou sempre de acordo com a densidade e tipos de elementos de malha utilizados. No geral, simulações com as etapas descritas na seção 5.3.3 Etapas, para malhas hexaédricas de convergência com 74 mil elementos, duraram 1,6 minutos, enquanto os modelos de otimização finais duraram em média 378 minutos (6,3 horas).

O primeiro resultado compreensível juntamente com as principais configurações utilizadas é apresentado na Figura 55. Nele, o algoritmo parou depois do volume final representar 54% do volume do quarto preenchido (o volume-alvo é 28,5% do volume do quarto preenchido). É possível notar as formações de rasgos na geometria, com caminhos de tensão começando a ficar bem definidos e uma geometria muito diferente da original – o que pode indicar que o algoritmo estaria no meio do processo adequado de otimização.

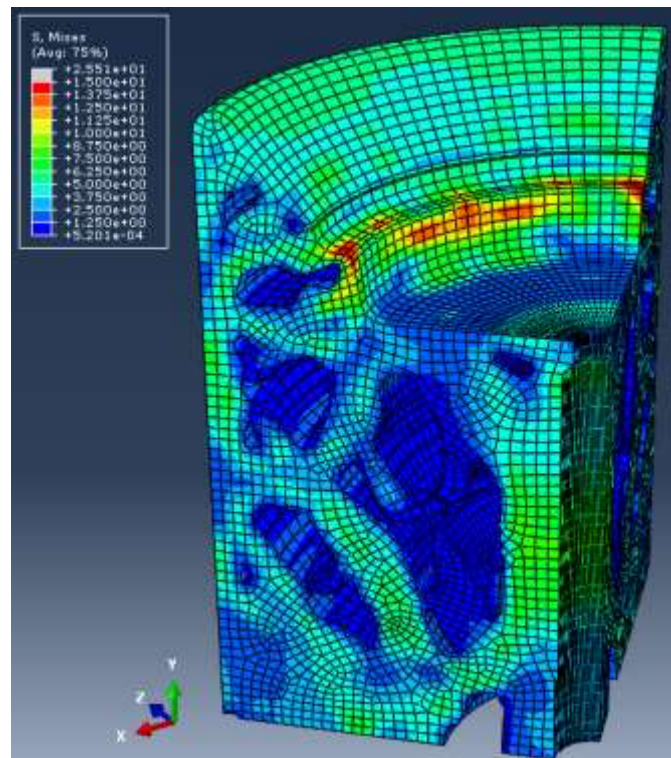


Figura 55. Primeiro resultado compreensível de otimização topológica. Escala de tensões von Mises ajustada para evidenciar tensões em rasgos.

Antes de seguir para execuções com mais ciclos (e com uma restrição maior de volume), é necessário notar o principal problema com o tipo de resultado proposto na Figura 55: a possível dificuldade de fabricação utilizando o método descrito na seção 2.3 Especificidade do Problema, isto é, fabricação de moldagem por injeção. O problema é mostrado na Figura 56b, onde a região destacada ficaria presa no molde. É necessário, então, enforçar ao algoritmo uma restrição de fabricação que

garanta o mesmo tipo de fabricação do pistão original. No módulo de otimização do programa Abaqus, essa restrição se chama “*Demold Control*”, ou controle de demolde em tradução livre.

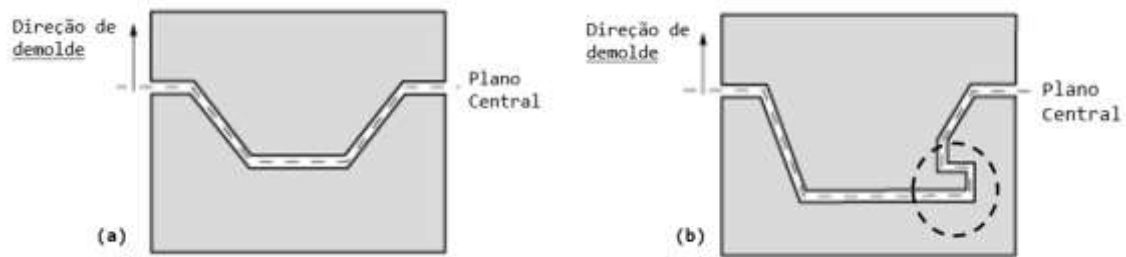


Figura 56. Problema de demoldagem. a) Geometria possível de demolde. b) Geometria impossível de demolde, especialmente na região destacada.

Esse tipo de configuração é possível de ser definida através do menu “*Geometric Restrictions*”, mostrado na Figura 54a. A configuração consiste em definir no modelo de otimização uma direção e um ângulo de demoldagem – dessa maneira, a cada ciclo, o algoritmo vai priorizar a diminuição das densidades relativas de elementos que estejam mais próximos da superfície inferior do pistão. Assim, todo elemento que for considerado “vazio” na posição mais profunda da parte interna do pistão, terá também considerados vazios todos os elementos nas posições mais “rasas” (próximas da superfície inferior). Dessa maneira, é possível garantir que todas as propostas de geometrias possíveis possam ser fabricadas satisfazendo as condições do projeto. A configuração do controle de demolde na interface gráfica do programa Abaqus pode ser vista na Figura 57.

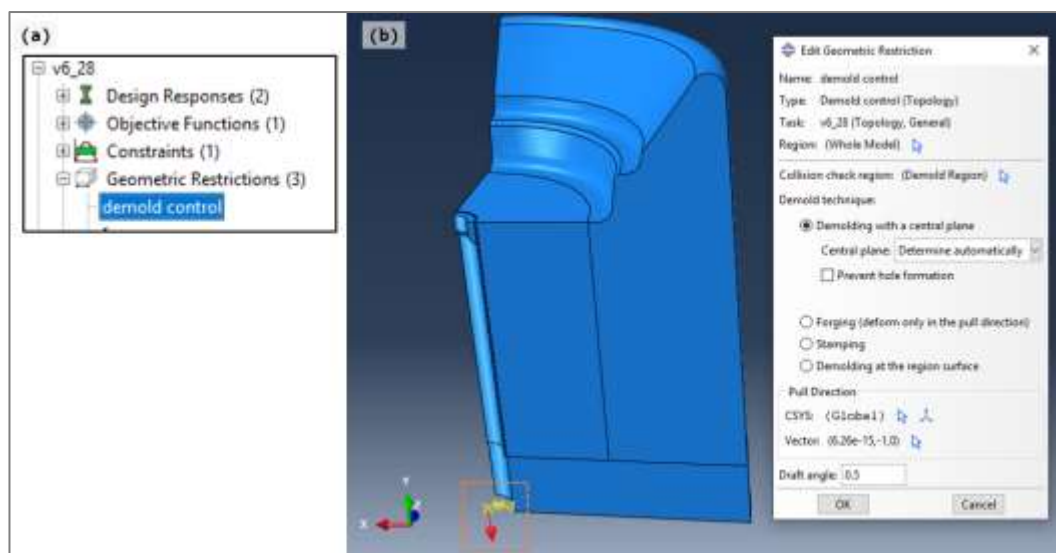


Figura 57. Configuração do controle de demolde. a) Seleção na árvore de otimização do Abaqus. b) Configuração avançada do demolde, com seleção de um vetor de demolde.

Definido o controle de demolde, foram obtidos resultados com algumas características que se aproximam da geometria original, como a criação de “costelas” internas e algum tipo de simetria rotacional interna. O resultado mais expressivo mostrando essas características é mostrado na Figura 58, onde o volume final correspondeu a 36% do inicial (o alvo é um volume final menor que 28,5% do inicial), e a otimização foi executada em 32 ciclos.

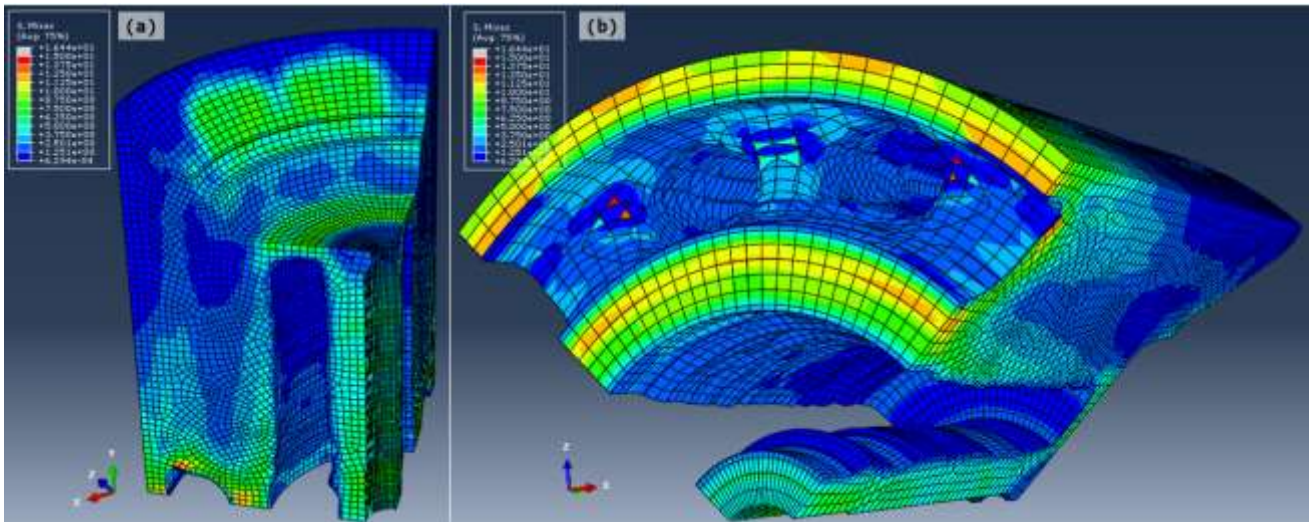


Figura 58. Resultados parciais de otimização com controle de demolde em duas vistas. Escala de tensões ajustada para evidenciar rasgos.

O resultado da Figura 58 e a geometria original dão uma indicação de que uma geometria com simetria rotacional interna possa ser a melhor alternativa para o problema. Essa simetria rotacional interna pode ser enforçada como uma restrição geométrica no modelo da otimização. Para isso, é necessário definir o eixo para o qual a simetria vai se relacionar e de quantos em quantos graus cada seção será simétrica. Foram testadas diferentes possibilidades para o tamanho das seções simétricas, partindo de 90° até $11,25^\circ$. O resultado parcial para a simetria de 60° é mostrado na Figura 59, onde foram executados 43 ciclos e o volume final é da ordem de 37,5% do volume inicial.

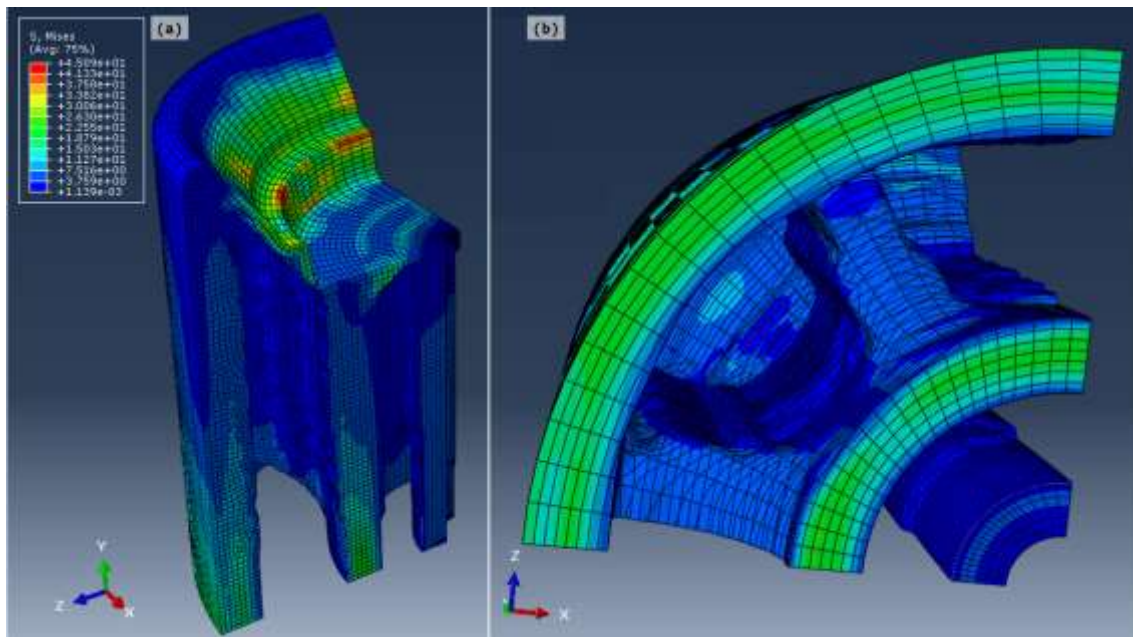


Figura 59. Otimização com restrição geométrica de simetria rotacional interna de 60°. a) Vista dimétrica b) Vista inferior do pistão.

Outra diferença notável no processo de otimização veio da utilização dos dois algoritmos possíveis: *condition-based* e *sensitivity based*, descritos no capítulo 6.2 Modelo Geral de Otimização. Trata-se de duas maneiras diferentes de atacar o problema, mas as diferenças mais claras existiram muito mais no processo de otimização do que nos resultados de geometria otimizada. Existiram execuções de otimização que, configuradas da mesma maneira, mas somente variando o algoritmo, trouxeram resultados muito próximos, mas ao mesmo tempo apareceram diferenças muito grandes na convergência da otimização.

Basicamente, as principais percepções de diferenças entre os algoritmos *condition-based* (descrito como “CB”) e *sensitivity-based* (descrito como “SB”) são sumarizadas a seguir:

- As execuções com CB em geral trouxeram resultados em menos ciclos, com a retirada de material acontecendo progressivamente, no primeiro ciclo retirando cerca de 5% do volume total;
- As execuções em SB geralmente levam mais ciclos para convergir no volume-objetivo, e a retirada de material não acontece progressivamente, mas sim com um grande volume sendo retirado no primeiro ciclo e depois adicionado em pequenas quantidades, sempre em volta do volume-objetivo;
- Existem indicações do fabricante para que se utilize o algoritmo CB durante as execuções preliminares, e confirme os designs nas execuções com o algoritmo SB (Dassault Systèmes, 2011). Nas execuções deste projeto essa indicação foi a que trouxe melhores resultados, principalmente em termos de custo computacional;

- O algoritmo SB se mostrou o mais instável, com várias execuções divergindo após o ciclo 65.

A Figura 60 mostra uma das otimizações do pistão utilizando o algoritmo *sensitivity based* e a Figura 61 mostra uma otimização do pistão utilizando *condition-based*. Nelas são mostradas as curvas das variáveis de otimização utilizadas – somatório de volume e de energia de deformação - para cada ciclo de otimização.

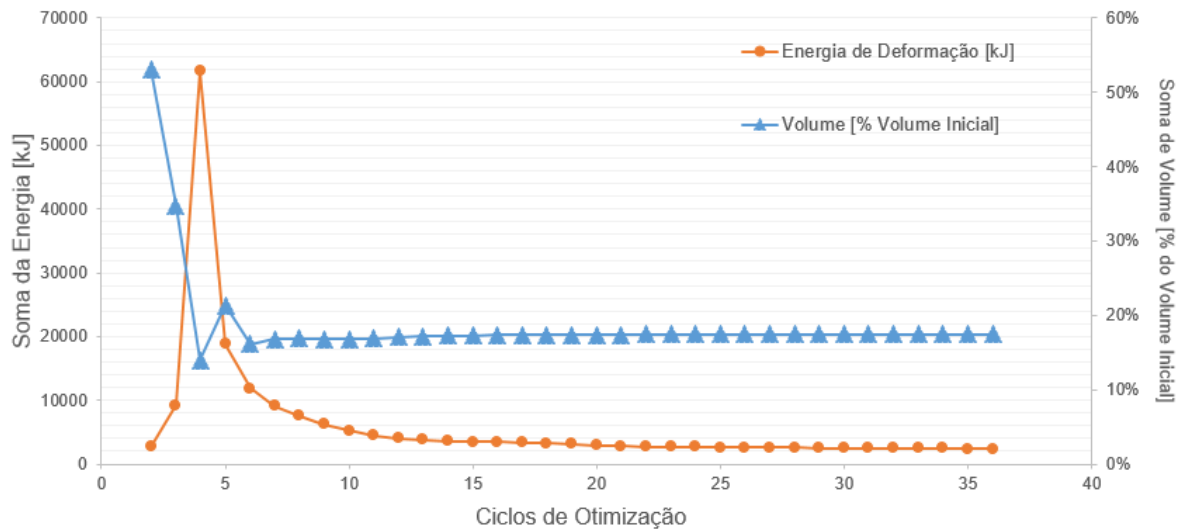


Figura 60. Processo de otimização do pistão com algoritmo *sensitivity based*.

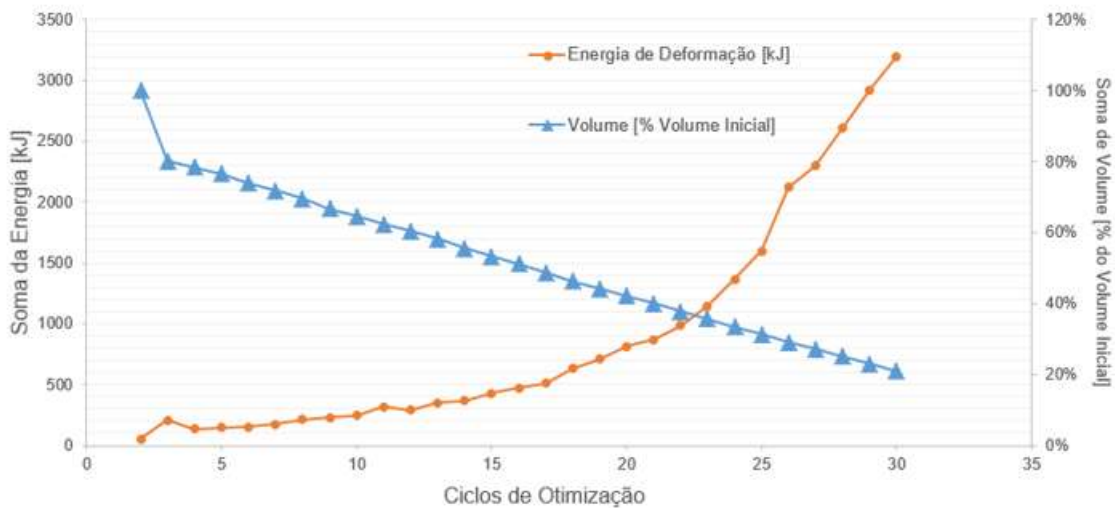


Figura 61. Processo de otimização do pistão com o algoritmo *condition-based*.

O algoritmo *sensitivity based* retira um grande volume de material já no primeiro ciclo, e depois vai corrigindo adicionando material em alguns pontos mais críticos e logo no ciclo 7 chega muito próximo do valor final de volume. O cálculo do volume a ser retirado no primeiro ciclo causou a divergência de muitas das execuções de otimização do pistão, e foi a principal causa das instabilidades no uso do algoritmo.

Por outro lado, o *condition-based* tem uma abordagem mais conservadora no problema do pistão, retirando volumes de maneira quase linear, considerando os aumentos graduais de energia de deformação em cada um dos ciclos. Isso resultou em execuções mais estáveis e corroborou a indicação do fabricante de utilizar primeiro este algoritmo e depois fazer testes com o *sensitivity-based*. Ambos os algoritmos trouxeram resultados finais de geometria otimizada satisfatórios.

6.3 Principal Modelo Resultante e *Insights*

Ao final de 82 execuções de otimizações com as mais diferentes configurações, foi possível obter o modelo otimizado de geometria, mostrado na Figura 62. Nela, é apresentado uma geometria otimizada com um volume correspondente a 25,1% do volume do quarto do pistão cheio, o que corresponde a 0,285 litros. Quando comparado com o quarto do pistão original (que vale 0,325 litros), representa uma economia de volume (e por consequência de material) igual a 12,3%.

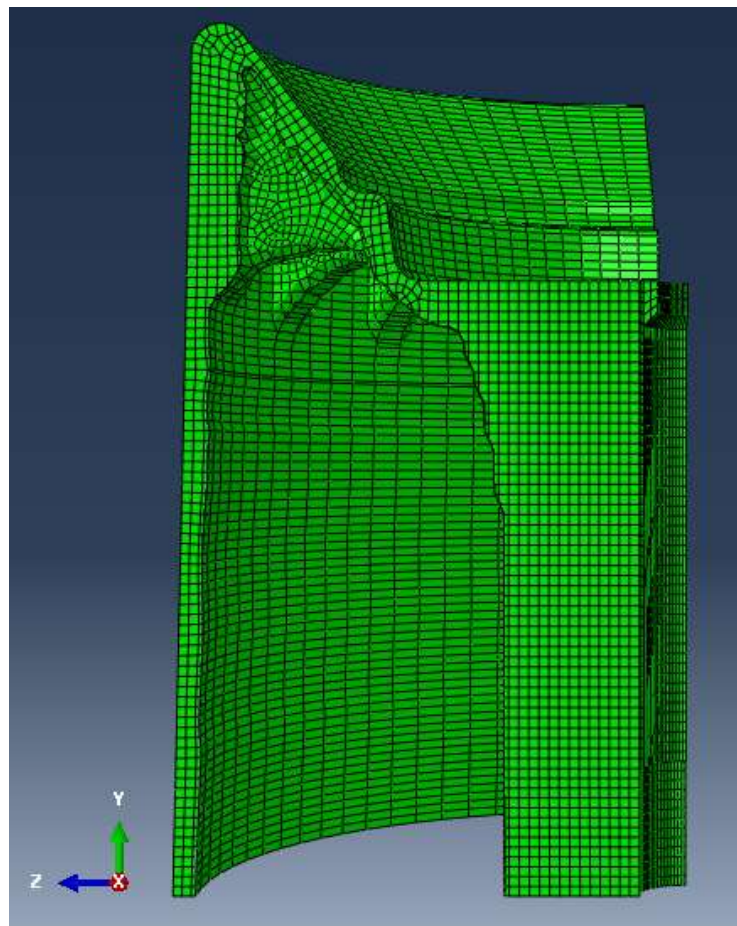


Figura 62. Resultado de otimização topológica do pistão.

Trata-se de uma estratégia de geometria muito diferente da proposta na geometria inicial. Ao invés de “costelas” finas e longas, ligando as duas extremidades do pistão, e uma coluna central de diâmetro constante e vazado, a proposta de geometria otimizada trouxe “costelas” mais largas e localizadas somente na parte mais profunda, em contato com a face externa além de uma coluna central que suporta o teste de coluna mas com diâmetros variáveis. Outra diferença notável é a variação de espessura da parede da coluna externa, que concentra espessuras maiores na região superior. A Figura 63 mostra a

parte interna do pistão otimizado, principalmente os detalhes das “costelas” desenvolvidas pelo algoritmo de otimização, que concentram massa nas regiões com mais concentração de tensão

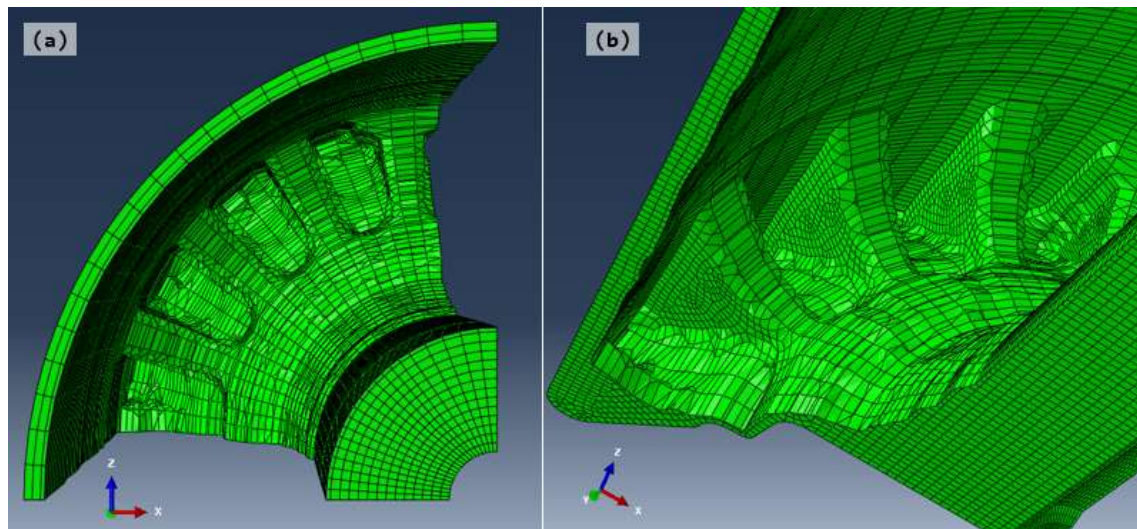


Figura 63. Vista interna do pistão otimizado. a) Vista inferior. b) Detalhe das "costelas" criadas pela otimização.

A Figura 64 mostra as tensões no pistão otimizado. Duas regiões são as mais requisitas: a coluna central, na região de contato com o eixo, logo após a área de condição de encastre na simulação, e a parte inferior da parede externa, que também foi a região com o pico de tensão na peça, alcançando 54,97 MPa. A Figura 65 mostra essa região, onde a parede otimizada tem uma espessura média 21% menor do que a do pistão original (que tem espessura constante). Ambas as regiões também são as que receberam as maiores deflexões, com um pico na a região de parede da coluna do teste de pressão, com uma deflexão máxima de 0,705mm. A duas regiões de deflexão máximas podem ser vistas na Figura 66.

Esses valores de tensão de pico fazem com que o pistão otimizado tenha um fator de segurança de von Mises de 2,36 – o que representa 90,7% maior do que o pistão original. A deflexão máxima, no entanto, aumentou em 49%.

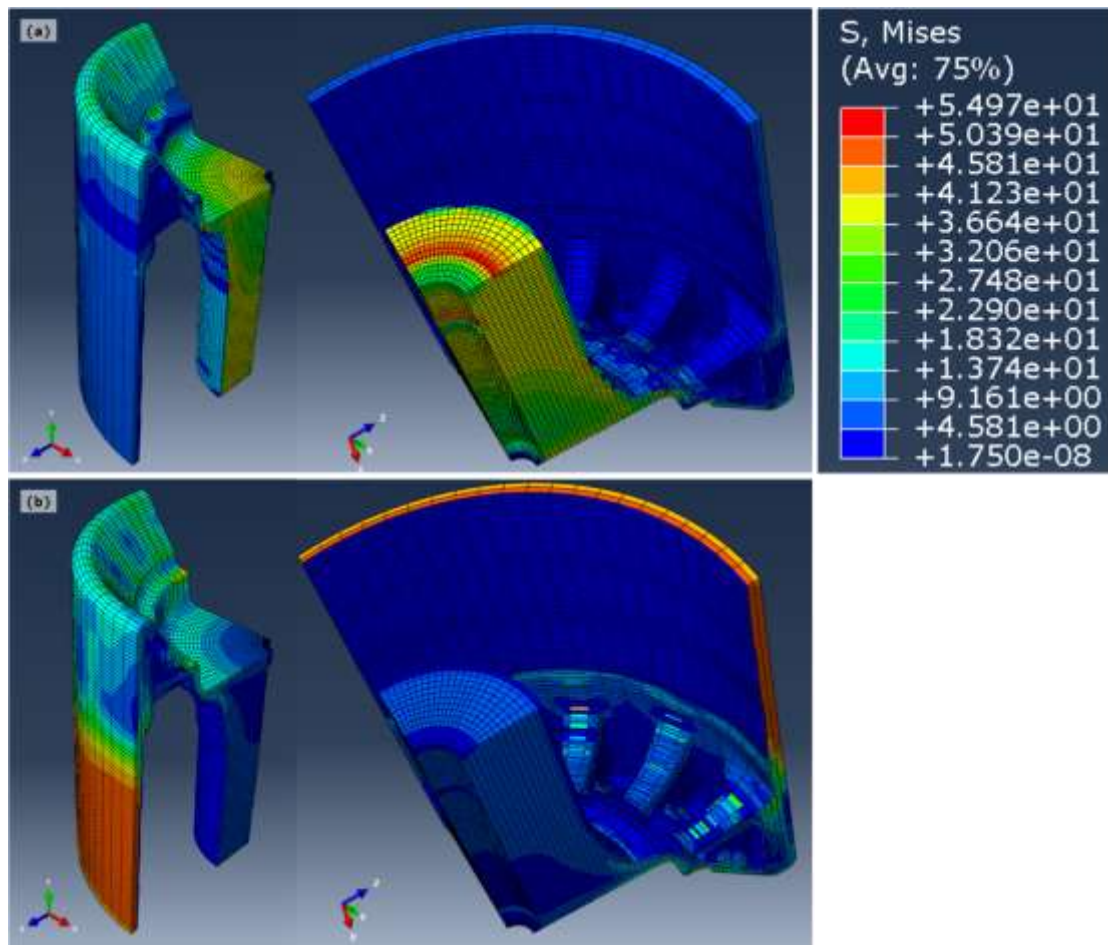


Figura 64. Tensões de von Mises no pistão otimizado, legenda com dimensão em MPa. a) Resultados para o teste de coluna. b) Resultados para o teste de pressão.

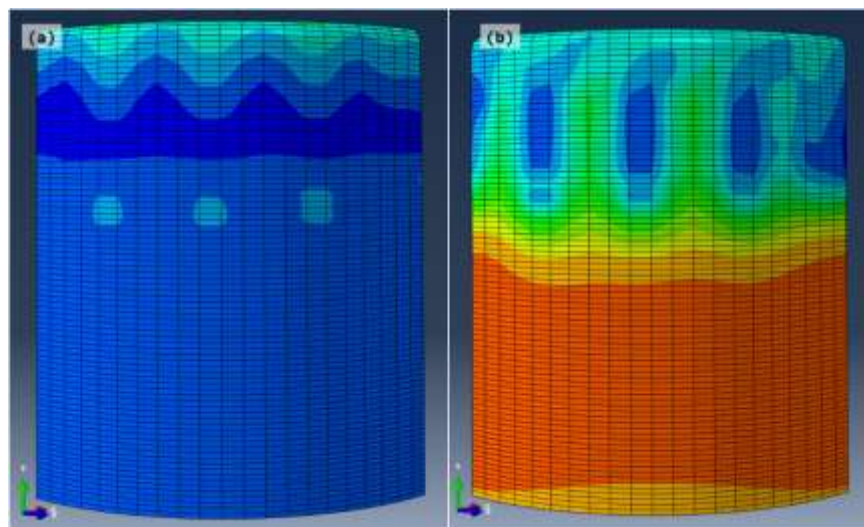


Figura 65. Tensões na vista lateral. A legenda é a mesma da Figura 64. a) Teste de coluna. b) Teste de pressão, onde aconteceu o pico de tensão de 54,97 MPa, na área em vermelho.

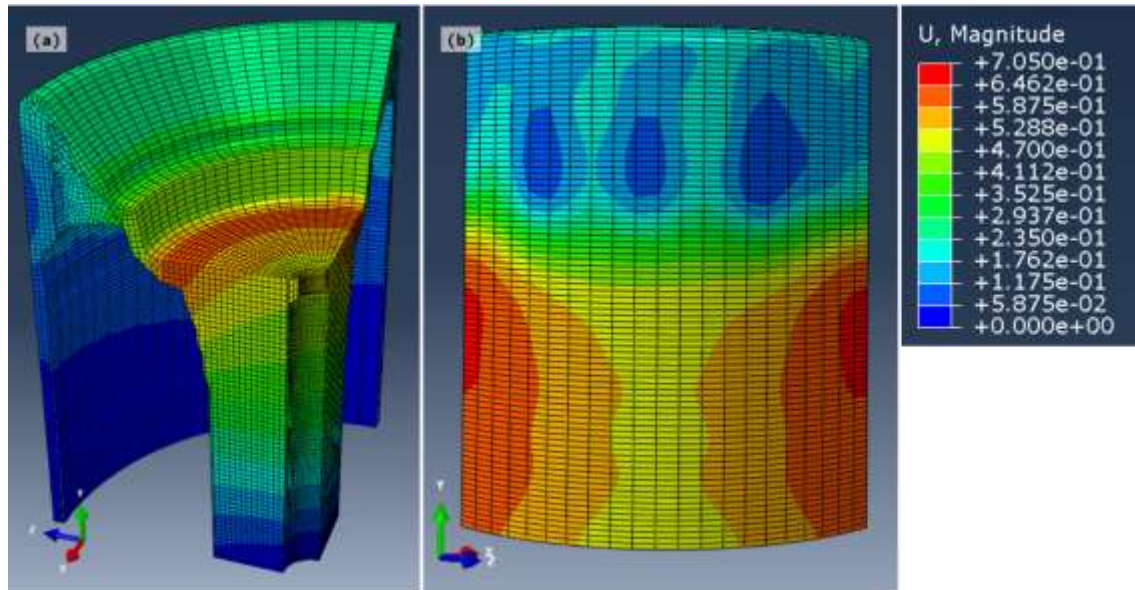


Figura 66. Deflexões no pistão otimizado. a) Teste de Coluna. b) Teste de pressão, onde aconteceu o pico de deflexão de 0,705mm, na área em vermelho.

A configuração utilizada para a execução de resultado final foi a seguinte: otimização *sensitivity based*, executada em em 43 ciclos, com restrição de volume de até 20% do volume original. Restrições de demoldagem com ângulo de 0,5° e condição de simetria rotacional de 22,5°, com uma malha hexaédrica de 74.655 elementos. A otimização rodou por 6 horas e 12 minutos até a convergência. O registro das variáveis de projeto em cada ciclo pode ser visto na Figura 67, e a Figura 68 mostra a progressão da otimização em ciclos selecionados.

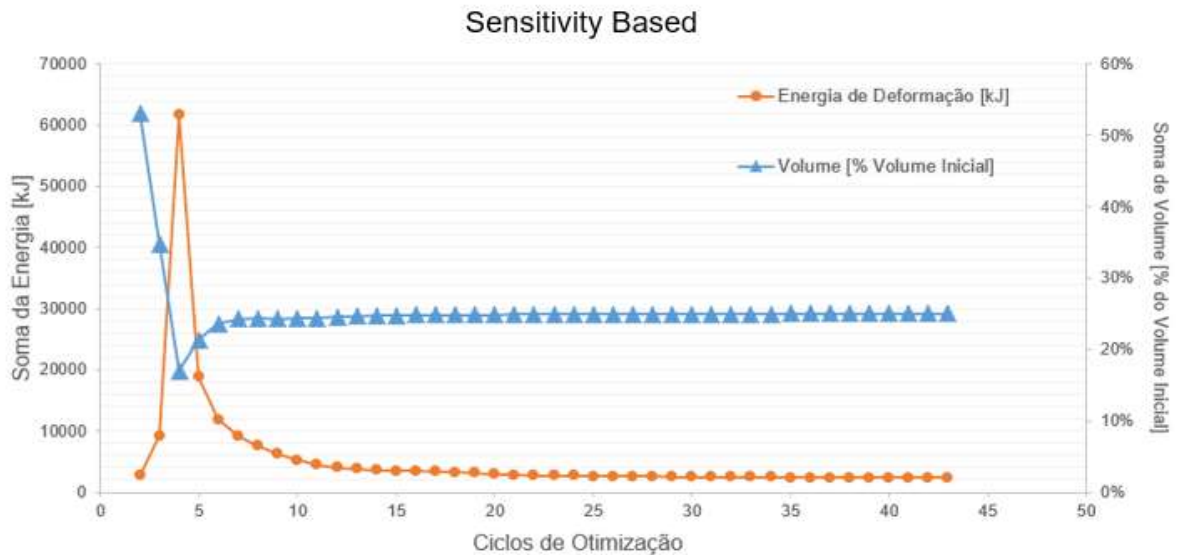


Figura 67. Variáveis de otimização do pistão, em 44 ciclos.

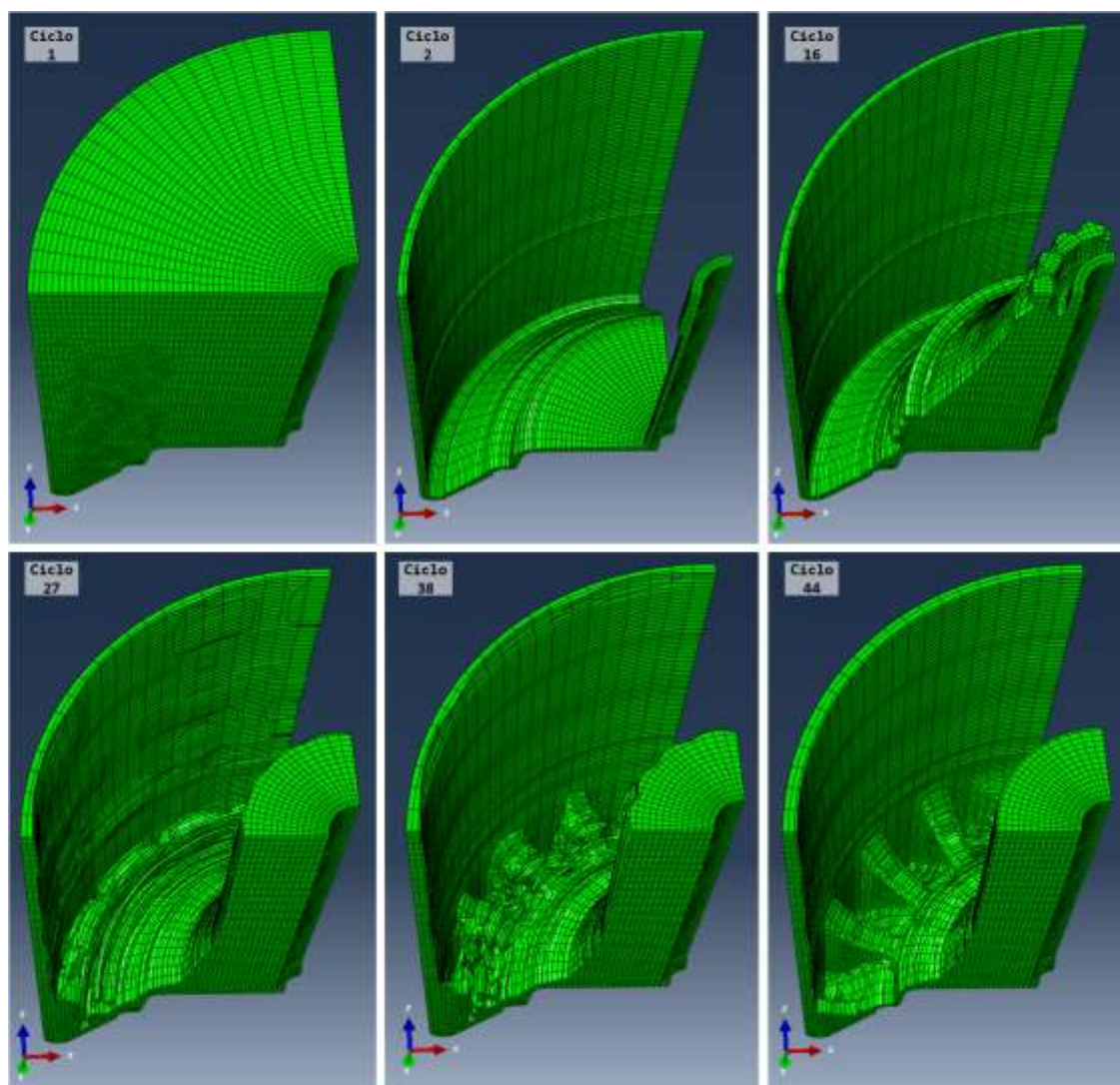


Figura 68. Progressão da otimização em ciclos selecionados. A convergência ocorreu no ciclo 44.

A Tabela 6 compara os resultados da otimização topológica com os valores de referência apresentados na seção 6.1 Simulação da Geometria Original.

Tabela 6. Compilado de resultados de otimização e comparação com valores de referência.

MODELO	VOLUME $\frac{1}{4}$ [L]	VOLUME TOTAL [L]	DIFERENÇA VOLUME	TENSÃO MÁXIMA [MPa]	FATOR DE SEGURANÇA	DIFERENÇA FATOR DE SEGURANÇA
ORIGINAL	0,325	1,300	-	104,60	1,24	-
OTIMIZADO	0,285	1,140	-12,30%	54,97	2,36	+90,32%

A otimização utilizando o módulo do programa Abaqus permite a extração do modelo de malha otimizada no formato STL. Esse formato nada mais é do que a descrição da malha resultante através de um conjunto de superfícies triangulares, que por sua vez é registrada por um vetor normal à superfície e a posição dos vértices dos triângulos em relação ao sistema cartesiano utilizado no modelo. A extração não se trata de um sólido, mas sim dessas representações da malha. O problema de converter modelos em STL em corpos editáveis é conhecido na indústria, principalmente quando utiliza-se escaners de superfície em processos de engenharia reversa. Existem diversas aplicações no mercado que executam esse tipo de conversão, quase sempre a altos custos computacionais e de correção de superfícies.

A empresa NPower Software produz uma extensão para o programa Simulia SolidWorks chamado Power-Surfacing. Essa extensão utiliza a interface do SolidWorks para apresentar ferramentas de adaptação de arquivos no formato STL para superfícies fechadas, e por consequência corpos digitais editáveis. O programa foi utilizado para converter a malha de otimização e espelhar os resultados do quarto de pistão, de maneira a ser possível comparar o pistão original e a proposta de geometria otimizada, mostrada na Figura 69.

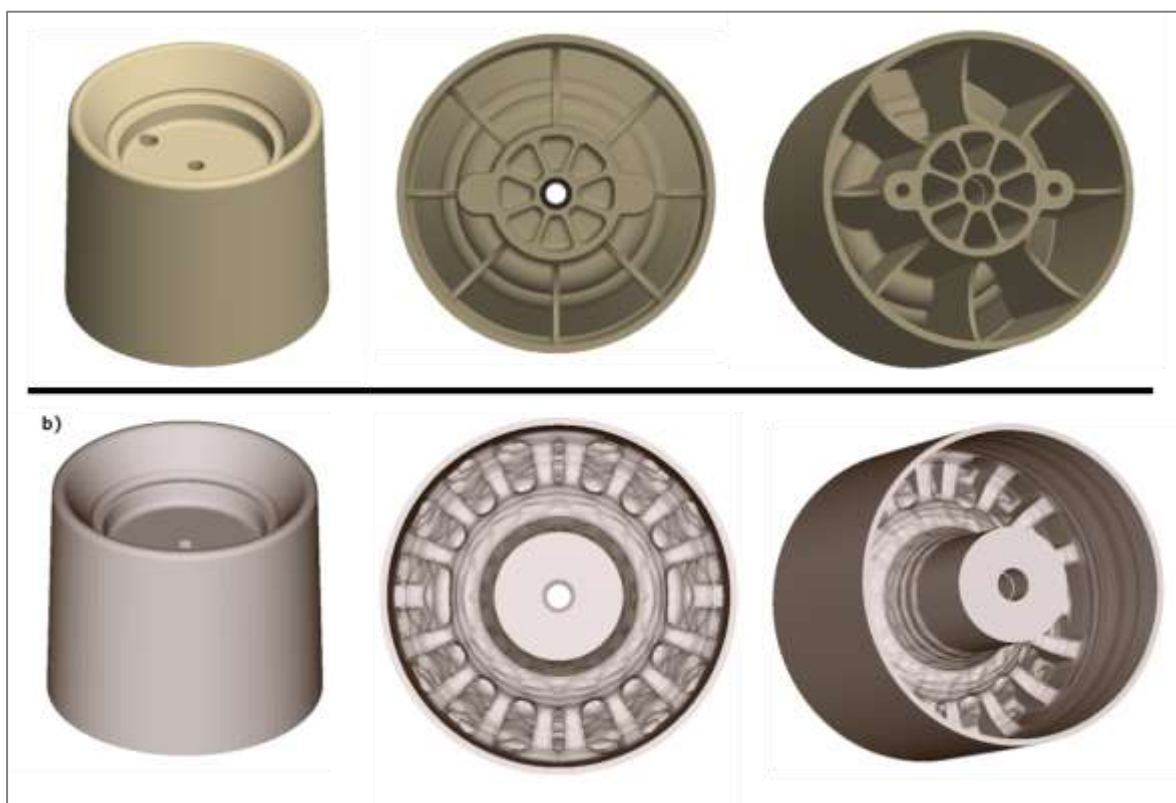


Figura 69. Comparação entre a geometria original e o pistão otimizado.

6.5 Principais Custos e Benefícios

6.5.1 Do Pistão Otimizado

A geometria otimizada mantém a funcionalidade e fabricação da peça original, apresenta um fator de segurança quase 1 vez maior enquanto diminui o uso de material em aproximadamente 12%. Dado ainda a diferença entre os fatores de segurança original e otimizado, é provável que ainda haja espaço para alívios na geometria.

Considerando o custo do material em US\$4.500 a tonelada (GDGOLFAT, n.d.), e uma produção média pela empresa Firestone de 45 unidades diárias, a produção do pistão otimizado economizaria US\$15.580 por ano - o que na cotação do dólar na publicação desse trabalho, R\$4,21, representa uma economia anual de R\$65.594 – considerando a relevância do custo de material no custo final da produção dos pistões, a otimização foi bem sucedida.

Para a implementação do pistão, é recomendado que sejam executados os testes de fábrica citados no capítulo 2.3 Especificidade do Problema. Para fabricar o pistão, deve ser confeccionado um par de moldes a serem adaptados na máquina de injeção de moldagem.

O desenvolvimento do modelo de molde é possível através do programa Simulia SolidWorks, que tem ferramentas específicas para esta aplicação. O modelo STL resultante da otimização pode também passar por um processo de “*mesh smoothing*”, ou “homogeneidade de malha” em tradução livre, que consiste em diminuir as angulações relativas entre as faces dos triângulos da malha. Esse processo causa a perda de algumas informações de superfície, mas ajuda muito no acabamento do molde e por consequência no acabamento da superfície da peça otimizada. Dada a provável complexidade da geometria dos moldes, principalmente nas regiões de “costelas” do pistão, a fabricação do molde pode ser executada utilizando tornos com capacidade CNC de 5 eixos.

É necessário balancear o custo de implementação (com a fabricação de moldes e adaptação de documentação regulatória do produto) com os possíveis ganhos, que estão concentrados principalmente na alta economia de material.

6.5.2 Do Processo de Otimização Topológica

O processo de otimização topológica resultou em uma geometria de pistão otimizada, gerando possíveis economias anuais na casa de dezenas de milhares de dólares anuais, para este caso.

O processo como um todo envolveu uma série de conhecimentos dos conceitos de otimização e também das particularidades dos algoritmos implementados comercialmente. O custo do uso de um programa comercial de otimização topológica deve ser amortizado aplicando-o ao máximo de componentes possíveis numa empresa. O treinamento dos profissionais que executam esse tipo de otimização também deve ser considerado, uma vez que a curva de aprendizado é alta para os processos gerais de otimização, e principalmente para o uso dos programas.

Provavelmente o maior custo associado a um processo de otimização como o executado no pistão é o computacional. Otimizações topológicas não são simplesmente agregados de ciclos de simulações, mas sim processos que utilizam um volume muito grande de processamento e armazenamento de dados, calculando e salvando resultados parciais a cada ciclo. Se utilizadas máquinas locais, é necessário que elas forneçam alto poder computacional e grandes volumes de memória com banda rápida. Só assim é possível que o ciclo de desenvolvimento seja aceitável dentro do ciclo de vida de um produto. Cabe ainda a indicação da utilização de serviços de processamento em nuvem: com a redução progressiva dos custos associados a ela, essa opção é cada vez mais interessante, principalmente pela possibilidade de aumento e diminuição de poder computacional contratado com base na demanda – o que não é possível ao se adquirir máquinas locais.

7. Conclusões e Trabalhos Futuros

7.1 Conclusões sobre Nova Geometria e Processo de Otimização

A importância dos sistemas de suspensão a ar foi apresentada, bem como da aplicabilidade de processos de otimização topológica e suas vantagens sobre as demais otimizações estruturais. O pistão, enquanto peça rígida e responsável por fixar todo o conjunto de atuador a ar ao chassi e ao eixo em caminhões, tem possíveis áreas a serem otimizadas, especialmente para a aplicação da empresa *Firestone Industrial Products*, de modo a se utilizar o menor volume de material possível na fabricação do pistão enquanto ainda atender aos requisitos de projeto.

Uma metodologia de otimização de pistões foi apresentada, e considerações sobre os processos iterativos envolvidos num processo de otimização topológica podem ser considerados dentro e fora do ambiente do programa de elementos finitos utilizado. As informações sobre a geometria do pistão foram obtidas através da fabricante. A produtora do material de fabricação dos pistões fornece as características do mesmo, de modo que foi possível definir as principais propriedades mecânicas envolvidas num processo de otimização. As forças atuando no pistão durante a sua operação foram estimadas com base em testes de qualidade realizados nas fábricas onde o pistão é produzido. Com base na definição dos testes, foram calculadas as forças envolvidas numa modelagem em elementos finitos dos testes de fábrica.

A geometria original do pistão foi preparada para o processo de otimização: primeiro preenchendo as áreas vazias – e assim aumentando o domínio de otimização, e depois gerando uma geometria equivalente a $\frac{1}{4}$ do pistão original preenchido. Essa geometria de quarto de pistão foi importada para o programa Simulia Abaqus, onde foi criado o modelo de simulação. Os passos do estudo que simulam os testes de fábrica foram descritos, e as condições de contorno e forças envolvidas foram aplicadas ao modelo. Considerações sobre a malha e estudos de convergência de malha foram realizados, definindo a quantidade de 74 mil elementos hexaédricos como convergência para o modelo de elementos finitos proposto.

O pistão original foi simulado sob os mesmos aspectos do modelo de quarto de pistão descrito, e os resultados de tensões e deflexões máximas, bem como de volume de material aplicado na fabricação original foram utilizados como referência para o sucesso da otimização. Um modelo geral de otimização foi definido, e as variáveis volume e energia de deformação foram selecionadas como variáveis de projeto. O módulo de otimização do programa Abaqus foi configurado, e diferentes resultados parciais foram apresentados. Com os dados destes resultados parciais foi possível desenvolver avanços no modelo de otimização do quarto de pistão, principalmente restrições de fabricação e de simetria rotacional interna. Testes e considerações sobre os algoritmos de otimização disponíveis no programa foram realizados, e ambas as abordagens foram utilizadas nas execuções.

Foi apresentado o resultado principal da otimização topológica: uma geometria passível de fabricação nos métodos atuais, com tensões de von Mises máximas de 52,2% das máximas do original e volume total de material equivalente a 87,69% do volume de material utilizado no pistão original. Comparações entre as geometrias otimizada e original foram feitas, e os custos de implementação da geometria otimizada e do processo de otimização topológica foram considerados. A otimização topológica como instrumento de desenvolvimento de produto foi avaliada e considerada uma ferramenta importante, mesmo com altos custos computacionais.

7.2 Trabalhos Futuros

Para trabalhos futuros, propõe-se implementar a geometria otimizada proposta, confirmando os resultados das simulações da geometria otimizada, através dos testes de fábrica em um protótipo com essa geometria. Para isso, propõe-se executar:

- Processamento de malha resultante da otimização, adaptando o arquivo no formato STL para um sólido com superfície homogênea (executar um processo de “mesh smoothing”);
- Criação do modelo de moldes de fabricação da peça;
- Fabricação dos moldes e adaptação dos mesmos nas máquinas de moldagem por injeção apropriadas;
- Teste de coluna e teste de pressão.

Outro campo de trabalho futuro é verificar se o método de otimização topológica em elementos finitos é o mais eficiente para a otimização, principalmente em comparação com otimizações topológicas utilizando elementos de contorno. Os dados de nível de complexidade da geometria otimizada e de custo computacional da otimização topológica executada neste trabalho podem servir de referência para a comparação dos métodos.

Bibliografia

- ANSYS LCC. (2019). *Introduction to ANSYS meshing techniques*. Fonte: ANSYS Meshing Application Introduction: Disponível em: <<https://slideplayer.com/slide/4364275>> Acessado em 12 mar. 2019.
- Bakhtiary, N. A. (1996). A New Approach for Sizing, Shape and Topology Optimization. *SAE Technical Paper 960814*.
- Baldock, R. (2007). *Structural Optimization in Building Design Practice: case studies in topology optimization of bracing systems*. Cambridge: Department of Engineering, University of Cambridge.
- BASF. (s.d.). *Mechanical Properties of Ultramid*. Acesso em 8 de 11 de 2017, disponível em Plastics Portal of Asia: https://www.plasticsportaliasia.net/wa/plasticsAP~en_GB/portal/show/common/content/products/engineering_plastics/ultramid/mechanical_properties_ultramid
- Belforte, G., & Ferranesi, C. (1996). Design and Analysis of Dynamic Behaviour of A Pneumatic Suspension. *Fluid Power, Third JHPS International Symposium*, 133.
- Bendsøe, M., & Sigmund, O. (2005). *Topology optimization – broadening the areas of application*. Lyngby, Dinamarca: Technical University of Denmark.
- Blog do Caminhão Mercedes-Benz. (12 de 05 de 2016). *Vantagens de Ter Suspensão a Ar no Seu Pesado*. Acesso em 07 de 11 de 2017, disponível em Blog do Caminhão: <http://blogcaminhao.mercedes-benz.com.br/conheca-as-vantagens-de-ter-suspensao-a-ar-no-seu-pesado/>
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Elementos de Máquinas de Shigley*. São Paulo: McGraw-Hill.
- COMSOL Group. (10 de 10 de 2019). *Finite Element Mesh Refinement*. Fonte: Multiphysics Cyclopedia: <https://www.comsol.com/multiphysics/mesh-refinement>
- Dassault Systèmes. (2011). Abaqus Documentation. *Abaqus*. Providence, RI, EUA.
- dos Santos, N. G. (24 de Março de 2016). *NT&C Logística*. Fonte: Portal NT&C: <http://www.portalntc.org.br/blogdoneuto/as-virtudes-da-suspensao-a-ar/56778>
- Eskandary, K., Khalepour, A., Wong, A., & Ansari, M. (2016). ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF AIR SUSPENSION SYSTEM WITH INDEPENDENT HEIGHT AND STIFFNESS TUNING. *International Journal of Automotive Technology*, 17(5), 807-816.
- Firestone Industrial Products. (2010). Air Spring Replacement Guide and Instalation. *Catálogo de Manutenção*. Estados Unidos.

- GDGOLFAT. (s.d.). *BASF Ultramid Poliamide pellets*. Acesso em 07 de 11 de 2017, disponível em Aliexpress: https://www.alibaba.com/product-detail/BASF-ULTRAMID-A3WG6-BLACK-00564-pa66_60653219361.html?spm=a2700.7724838.2017115.2.7300e95br9t4yU&s=p
- Integrated Publishing Inc. (2012). *Construction Mechanic Basic Volume 2 - Construction Methods and Practices*. Acesso em 7 de Novembro de 2017, disponível em Construction Manuals Tpub: <http://constructionmanuals.tpub.com/14273/css/Suspension-System-Components-298.htm>
- Johansen, S. (2013). *Structural Topology Optimization*. Trondheim, Noruega: Norwegian University of Science and Technology.
- Júnior, A. L. (2004). *ANÁLISE COMPARATIVA DE MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA*. Florianópolis: Escola de Engenharia da Universidade Federal de Santa Catarina.
- Lungwitz, C. (22 de 06 de 2017). *Audi Media Center Press Releases*. Acesso em 05 de 11 de 2017, disponível em Site da Audi: <https://www.audi-mediacycenter.com/en/press-releases/looking-ahead-to-the-new-audi-a8-fully-active-suspension-offers-tailor-made-flexibility-9046>
- Model T Club of America. (24 de Outubro de 2003). *Encyclopedia of the Model T History and Facts*. Acesso em 07 de 11 de 2017, disponível em Página do Model T Club of America: <http://www.mtfca.com/encyclo/index.htm>
- Norton, R. (2013). *Projeto de Máquinas*. São Paulo: Bookman.
- P&S Market Research. (1 de Outubro de 2016). *Global Automotive Air Suspension System Market Size, Share, Development, Growth and Demand Forecast to 2022 – Industry Insights by Technology*. Acesso em 05 de Novembro de 2017, disponível em Portal de Produtos da P&S Market Research: <https://www.psmarketresearch.com/market-analysis/automotive-air-suspension-system-market>
- Padoim, E. (2014). *OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE CASCAS COMPOSTAS LAMINADAS COM ATUADOR PIEZELÉTRICO PARA O CONTROLE DE VIBRAÇÕES*. Porto Alegre: Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- Pereira, L. V. (2013). *Análise Dinâmica e Otimização do Controle de Vibrações pelo Algoritmo do Regulador Quadrático Linear*. Porto Alegre: Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, .
- Simulia. (2012). *Abaqus CAE Manual*.
- Smith, C. (1978). *Tune to Win - The art and science of car development and tuning*. Estados Unidos: Aero Publishers, Inc.
- Sorli, M., & Quaglia, G. (1999). Analysis of Vehicular Air Suspensions. *Fluid Power, Forth JHPS International Symposium* (p. 389). Tóquio: JHPS.

Souza, D. (2016). OTIMIZAÇÃO DOS PARÂMETROS DA SUSPENSÃO PARA UM MODELO DE QUARTO DE VEÍCULO. *Proceedings of the XXXVII Iberian Latin-American Congress of Computational Methods in Engineering* (pp. 3-5). Brasília: ABMEC.

Zhu, H., Yang, J., & Zhang, Y. (2017). Nonlinear dynamic model of air spring with a damper for vehicle ride confort. *Springer Science*, 1547-1552.

Anexos

Pág.

Anexo I	Desenho Técnico Pistão Modelo 1T15MP-6	84
---------	--	----

