

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

RUAN OLIVEIRA SOUSA

ANÁLISE ESTÁTICA DE UMA ALGEMA DE CAMIONETE

Joinville
2026

RUAN OLIVEIRA SOUSA

ANÁLISE ESTÁTICA DE UMA ALGEMA DE CAMIONETE

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Curso de Engenharia Automotiva, do Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Marcos Alves Rabelo

Joinville
2026

RUAN OLIVEIRA SOUSA

ANÁLISE ESTÁTICA DE UMA ALGEMA DE CAMIONETE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de Bacharel em Curso de Engenharia Automotiva, do Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville (SC), 25 de junho de 2026.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo
Orientador/Presidente
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Vitor Takashi Endo
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. William Gouvêa Buratto
Membro
Universidade do Estado de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado a minha família e amigos.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus, por me conceder força, sabedoria e perseverança para superar os desafios e concluir esta etapa tão importante da minha vida.

Aos meus pais e familiares, pelo apoio incondicional, pelos ensinamentos, pelo incentivo constante e por acreditarem em mim durante toda a minha trajetória acadêmica.

Aos meus amigos e colegas, que compartilharam momentos de aprendizado, desafios e conquistas, tornando essa caminhada mais leve e enriquecedora.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo, pela orientação, disponibilidade, paciência e contribuições fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores da Universidade Federal de Santa Catarina, pelos conhecimentos transmitidos ao longo da graduação e pela contribuição em minha formação profissional e pessoal.

Por fim, agradeço a todos que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho e para a conclusão desta importante etapa da minha vida.

“ *A persistência realiza o impossível.* ”

Provérbio chinês

RESUMO

Este trabalho apresenta a análise estrutural de uma algema da suspensão traseira de uma camionete Chevrolet D20 utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF), com o objetivo de avaliar seu comportamento sob carregamentos estáticos nominal e de sobrecarga. Inicialmente, são abordados conceitos de dinâmica veicular, sistemas de suspensão e fundamentos do MEF. Em seguida, foi realizada a modelagem tridimensional simplificada da algema no programa SolidWorks e posteriormente exportada para o ANSYS Mechanical, onde foram definidas as propriedades do material, condições de contorno e malha refinada. As simulações numéricas permitiram analisar a distribuição de tensões equivalentes de von Mises, os deslocamentos totais da estrutura e o fator de segurança do componente. Os resultados indicaram tensão máxima de 118,66 MPa e deslocamento máximo de 0,1265 mm na condição nominal, enquanto na condição de sobrecarga foram obtidos 127,41 MPa e 0,1358 mm, respectivamente, representando aumentos de aproximadamente 7,4% na tensão máxima e 7,3% no deslocamento máximo em relação à condição nominal. A avaliação do fator de segurança resultou em valores de aproximadamente 2,11 para a condição nominal e 1,96 para a condição de sobrecarga, indicando que o componente permaneceu operando abaixo do limite de escoamento do material em ambas as situações analisadas. Observou-se que as maiores tensões ocorreram na região central da algema. Mesmo sob sobrecarga, os deslocamentos permaneceram inferiores a 0,14 mm, indicando elevada rigidez estrutural da peça. Dessa forma, o estudo demonstrou a eficiência do MEF na avaliação estrutural de componentes automotivos.

Palavra-chave: análise estrutural; Método dos Elementos Finitos; algema de camionete.

ABSTRACT

This study presents the structural analysis of a rear suspension shackle from a Chevrolet D20 pickup truck using the Finite Element Method (FEM), with the objective of evaluating its behavior under nominal static loading and overload conditions. Initially, concepts related to vehicle dynamics, suspension systems, and the fundamentals of the Finite Element Method are discussed. Subsequently, a simplified three-dimensional model of the shackle was developed in SolidWorks and then exported to ANSYS Mechanical, where the material properties, boundary conditions, and a refined mesh were defined. Numerical simulations were performed to analyze the distribution of von Mises equivalent stresses, the total structural displacements, and the component's factor of safety. The results indicated a maximum stress of 118.66 MPa and a maximum displacement of 0.1265 mm under the nominal loading condition, while under the overload condition, the maximum stress and displacement reached 127.41 MPa and 0.1358 mm, respectively, representing increases of approximately 7.4% in maximum stress and 7.3% in maximum displacement compared to the nominal condition. The factor of safety evaluation yielded values of approximately 2.11 for the nominal condition and 1.96 for the overload condition, indicating that the component remained below the material's yield strength in both analyzed scenarios. The highest stress concentrations were observed in the central region of the shackle. Even under overload conditions, the maximum displacement remained below 0.14 mm, demonstrating the component's high structural stiffness. Therefore, the study demonstrated the effectiveness of the Finite Element Method in the structural assessment of automotive components.

Keywords: structural analysis; Finite Elements Method; suspension shackle.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema de coordenadas SAE	17
Figura 2 – Modelo simplificado	18
Figura 3 – Mola helicoidal padrão	19
Figura 4 – Feixe de mola	20
Figura 5 – Amortecedor hidráulico	21
Figura 6 – Elementos da suspensão	21
Figura 7 – Algema da Chevrolet D20	22
Figura 8 – Suspensão Hotchkiss	23
Figura 9 – Suspensão quatro barras	24
Figura 10 – Duplo A	25
Figura 11 – MacPherson	25
Figura 12 – Multilink	26
Figura 13 – Elemento Tetraédrico Quadrático	29
Figura 14 – Chevrolet D20	32
Figura 15 – Algema montada	32
Figura 16 – Modelo simplificado da algema	33
Figura 17 – Malha refinada	35
Figura 18 – Diagrama de corpo livre no feixe de mola	36
Figura 19 – Condições de contorno	37
Figura 20 – Tensão nominal	38
Figura 21 – Deslocamento nominal	39
Figura 22 – Tensão de sobrecarga	39
Figura 23 – Deslocamento de sobrecarga	40

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Parâmetros utilizados na determinação da força aplicada à algema	36
---	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades do material aço estrutural utilizadas na simulação. . .	34
Tabela 2 – Resultados do estudo de convergência de malha	34
Tabela 3 – Comparação dos resultados de tensão máxima e deslocamento entre os artigos analisados e o presente trabalho	42

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	Computer Aided Design
CAE	Engenharia Auxiliada por Computador
CNT	Confederação Nacional do Transporte
FEA	Finite Element Analysis
MEF	Método dos Elementos Finitos
SAE	Society of Automotive Engineers
SUV	Sport Utility Vehicle

LISTA DE SÍMBOLOS

F	Força aplicada (N)
K	Matriz de rigidez do sistema
u	Vetor de deslocamentos
M	Massa suspensa do veículo (kg)
m	Massa não suspensa do veículo (kg)
K_s	Rigidez da mola da suspensão (N/m)
C_s	Coeficiente de amortecimento da suspensão (N·s/m)
K_t	Rigidez do pneu (N/m)
Z	Deslocamento vertical do sistema (m)
x	Direção longitudinal do veículo
y	Direção lateral do veículo
z	Direção vertical do veículo
σ	Tensão normal (MPa)
σ_{vm}	Tensão equivalente de von Mises (MPa)
σ_y	Limite de escoamento do material (MPa)
FS	Fator de segurança
ν	Coeficiente de Poisson
E	Módulo de elasticidade (GPa)
ρ	Densidade do material (kg/m ³)
δ	Deslocamento total (mm)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVOS	16
1.1.1	Objetivo Geral	16
1.1.2	Objetivos Específicos	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	DINÂMICA VEICULAR	17
2.2	SISTEMA DE SUSPENSÃO	18
2.3	COMPONENTES DA SUSPENSÃO	18
2.3.1	Mola	18
2.3.2	Amortecedor	20
2.3.3	Conjunto mecânico	21
2.3.3.1	Algema	22
2.4	SUSPENSÃO DE EIXO RÍGIDO	22
2.4.1	Hotchkiss	23
2.4.2	Quatro Barras	23
2.5	SUSPENSÃO INDEPENDENTE	24
2.5.1	Suspensão Duplo A	24
2.5.2	MacPherson	25
2.5.3	Multilink	25
2.5.4	Suspensão Semiativa	26
2.5.5	Suspensão Ativa	26
2.6	SOLIDWORKS	27
2.7	ANSYS MECHANICAL	27
2.8	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)	27
2.8.1	Definição do material	28
2.8.2	Geometria e Geração de Malha	28
2.8.2.1	Elemento Tetraédrico Quadrático	29
2.8.3	Carregamento e Condições de contorno	30
2.8.4	Análise dos Resultados	30
3	METODOLOGIA	31
3.0.1	Visão geral do veículo	31
3.0.2	Algema montada	32
3.0.3	Modelagem da algema	33
3.0.4	Definição do material	33
3.0.5	Definição da malha	34
3.0.6	Carregamento e condições de contorno utilizados	35

4	RESULTADOS	38
4.0.1	Avaliação do fator de segurança	41
4.1	COMPARAÇÃO COM TRABALHOS SIMILARES	41
5	CONCLUSÃO	44
	REFERÊNCIAS	46
	ANEXO A – CATÁLOGO METALÚRGICA RIVERTEC	48
	ANEXO B – CATÁLOGO DE PEÇAS E ACESSÓRIOS DA D-20 (1985/1991)	49

1 INTRODUÇÃO

O transporte rodoviário é essencial para o desenvolvimento do país, pois, estimula a movimentação de produtos e é fundamental para atividades econômicas, como a indústria, o comércio e os serviços. Trata-se do modal predominante, responsável por mais de 60% da movimentação de carga no Brasil (Confederação Nacional do Transporte - CNT, 2019). Essa relevância, no entanto, contrasta com os desafios enfrentados no setor.

Entre os principais problemas está o elevado custo operacional, resultado de uma infraestrutura frequentemente inadequada e da volatilidade no preço dos combustíveis. Essas dificuldades tornam a atividade menos rentável e levam muitos motoristas a adotar práticas arriscadas, como o transporte de mercadorias acima do limite permitido. Essa estratégia, apesar de aumentar momentaneamente a receita, causa danos ao transportador, às rodovias e ao meio ambiente (CNT, 2019). A busca por soluções para esses entraves está ligada a evolução estrutural dos veículos de carga.

Diante do cenário de sobrecarga recorrente, componentes da suspensão passam a constituir pontos críticos de falha, o que justifica a análise estrutural da alçama sob carregamentos estáticos representativos da operação. Nesse contexto, a eficiência e a segurança do transporte rodoviário estão diretamente relacionados ao desempenho estrutural do veículo que o compõem, especialmente daqueles projetados para suportar grandes cargas e longas jornadas de operação (CNT, 2019).

A estrutura responsável por suportar e distribuir os esforços atuantes no veículo é o chassi, ao qual estão conectados os principais sistemas mecânicos. Entre esses sistemas, a suspensão merece destaque devido às elevadas solicitações mecânicas transmitidas aos seus pontos de fixação. As cargas atuantes podem ser classificadas em estáticas, provenientes do peso próprio do veículo e da carga transportada, e dinâmicas, associadas às irregularidades da via e às condições de operação (Costin; Phipps, 1961).

Embora as solicitações dinâmicas influenciem o comportamento da suspensão, a análise estática permite avaliar as regiões críticas de concentração de tensões sob condições representativas de carregamento, constituindo uma etapa inicial importante para investigações mais complexas (Pereira, 2016). Levando isso em conta, compreender a função da suspensão é essencial para relacionar o comportamento estrutural ao desempenho do veículo.

A suspensão tem como função absorver impactos, atenuar vibrações e contribuir para a estabilidade veicular. Seu conjunto é composto por molas, responsáveis pela sustentação da massa e acomodação dos deslocamentos; amortecedores, que dissipam energia; e braços ou elementos de ligação, que controlam o movimento re-

lativo das rodas (Dishant *et al.*, 2018).

Em suspensões com feixe de molas, uma das extremidades pode ser conectada ao chassi por meio de um jumelo, também denominado algema da suspensão, componente responsável por permitir a variação geométrica do sistema durante sua deformação (Kothari; Patel, 2014).

Devido às elevadas solicitações transmitidas ao componente durante a operação do veículo, surge a seguinte questão de pesquisa: Sob condições estáticas do próprio peso do veículo e de diferentes níveis de carga útil, como se distribuem as tensões de von Mises e os deslocamentos na algema da suspensão traseira de uma camionete D20, e quais regiões apresentam maior concentração de esforços?

Tal pesquisa justificou-se pelo fato de que condições de sobrecarga aumentam os esforços mecânicos atuantes no componente, favorecendo concentrações de tensões próximas aos pontos de fixação e contribuindo para a iniciação de trincas e possíveis falhas estruturais. Além disso, a análise estrutural da algema pode contribuir para a compreensão do comportamento mecânico do componente e para a otimização de seu dimensionamento, visando maior confiabilidade e segurança operacional (CNT, 2019; Pereira, 2016).

Apresenta-se, portanto, neste trabalho, uma análise numérica estática utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF). A algema foi modelada tridimensionalmente com base em dimensões reais em programa para Computer-Aided Design (CAD) e exportado para o programa de simulação. Foram definidas as propriedades do material, as condições de contorno, além da aplicação de carregamentos correspondentes à carga útil do veículo e a condições de sobrecarga. Por fim, foram avaliadas a distribuição das tensões equivalentes de von Mises e os deslocamentos totais.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Investigar como as cargas estáticas geradas pelo peso do veículo e da carga transportada afetam as tensões e deslocamentos na algema da suspensão de uma camionete Chevrolet D20, determinando as regiões de maior concentração de esforço e avaliando a segurança estrutural da peça.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Modelar geometricamente a algema no programa SolidWorks;
- Definir cenários de carga e condições de contorno;
- Mapear a distribuição de tensões e deslocamentos, identificando regiões críticas.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

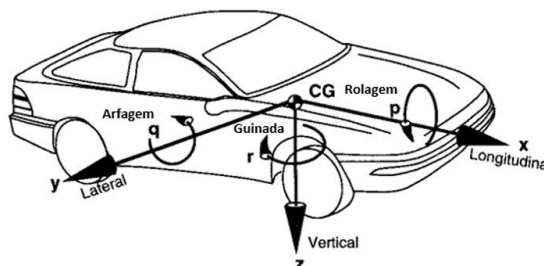
Este capítulo apresenta os fundamentos necessários para se compreender a análise estática da alga de uma suspensão veicular, os princípios e configurações de suspensão veicular relevantes e conceitos essenciais do Método dos Elementos Finitos (MEF), que foram utilizados nas simulações realizadas na pesquisa que ora é apresentada neste trabalho.

2.1 DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica veicular estuda os movimentos do veículo, com foco na aceleração, frenagem e dirigibilidade, considerando que as forças atuantes no veículo são provenientes dos pneus, gravidade e aerodinâmica. O veículo e seus componentes são estudados para determinar a força gerada durante o uso e como o veículo responde a essas solicitações (Gillespie, 1992). Segundo Gillespie (1992) a dinâmica veicular pode ser dividida em três eixos principais, representados pelo sistema de coordenadas SAE apresentado na Figura 1.

- Dinâmica Longitudinal: envolve o movimento longitudinal (x) e a rotação em torno de (y), denominada arfagem;
- Dinâmica Lateral: envolve o movimento lateral (y), a rotação em torno de (x), conhecido como rolagem e rotação em torno do eixo (z), conhecido como guinada;
- Dinâmica Vertical: envolve o movimento vertical (z) e os conceitos de rotação, arfagem e rolagem.

Figura 1 – Sistema de coordenadas SAE



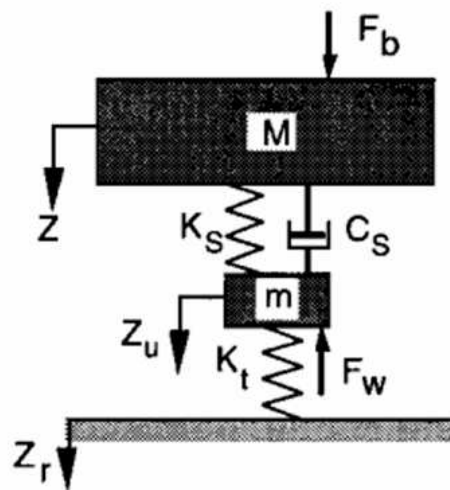
Fonte: Gillespie (1992,p. 8).

De acordo com Freitas (2006), a dinâmica vertical que envolve o estudo do movimento vertical, é dividida em duas partes, a externa que está relacionada às excitações provenientes do solo e a interna, proveniente da roda, motor, transmissão, chassi, carroceria, capacidade de carga.

2.2 SISTEMA DE SUSPENSÃO

O sistema de suspensão tem a função de prover o conforto do veículo, mas também isolar os impactos gerados pelas irregularidades do solo, garantir o controle do veículo, mantendo o contato da roda com o solo e, por fim, garantir a estabilidade e resistência à rolagem (Junior, 2022). Conforme Gillespie (1992), o sistema de suspensão pode ser representado por um modelo simplificado de um quarto de carro, ilustrado na Figura 2, permitindo a obtenção de soluções matemáticas simples de serem manipuladas.

Figura 2 – Modelo simplificado



Fonte: Gillespie (1992,p. 147).

O modelo representado pela Figura 2 considera parâmetros de massa suspensão (M), massa não suspensão (m), mola (K_s), amortecedor (C_s), rigidez do pneu (K_t), enquanto Z e F são os deslocamentos e forças atuantes no sistema, respectivamente.

2.3 COMPONENTES DA SUSPENSÃO

Para um melhor entendimento do sistema de suspensão, é necessária a compreensão dos seus respectivos componentes, Savaresi e et al. (2010) dividem em três categorias, molas, amortecedores e conjuntos mecânicos, que serão apresentados nos tópicos a seguir.

2.3.1 Mola

A mola é um elemento ou uma associação de elementos capazes de assumir deformações elásticas quando submetidos a esforços impostos ao veículo, desem-

penhando papel essencial na dinâmica veicular global, além de armazenar energia potencial elástica (Junior, 2022). Segundo Deodato (2019), molas helicoidais são fabricadas enrolando-se arames na forma helicoidal, podendo apresentar diferentes configurações geométricas, como cilíndrica, de passo variável, barril, ampulheta e cônica. Um exemplo de mola helicoidal padrão é apresentado na Figura 3.

Figura 3 – Mola helicoidal padrão



Fonte: Deodato (2019).

No contexto específico da suspensão veicular, Deodato (2019) destaca que as molas helicoidais apresentam menor peso, ocupam menos espaço e proporcionam maior conforto veicular, trabalhando em conjunto com os amortecedores. Além disso, as molas helicoidais estão entre os sistemas elásticos mais utilizados comercialmente em veículos de pequeno e médio porte (Junior, 2022).

Outro modelo muito utilizado é a mola semielíptica, conhecida popularmente como feixe de mola, apresentada na Figura 4. Esse sistema é amplamente empregado em veículos de carga e suspensões de eixo rígido, sendo composto por várias lâminas metálicas sobrepostas. Sua rigidez está relacionada às propriedades geométricas e mecânicas do conjunto, enquanto parte do amortecimento ocorre devido ao atrito interno entre as lâminas durante o deslocamento da suspensão do veículo (Junior, 2022).

Figura 4 – Feixe de mola

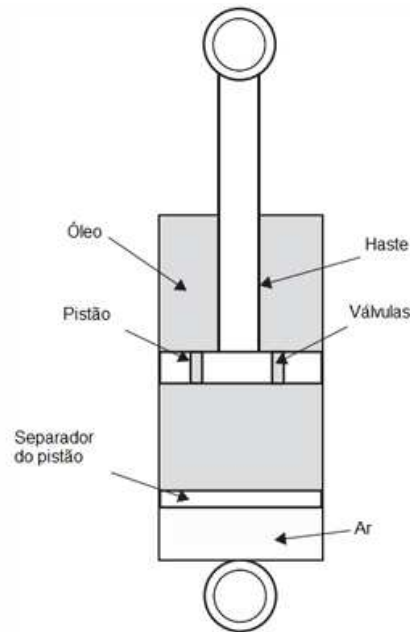


Fonte: Uchima (2023)

2.3.2 Amortecedor

Para Uchima (2023), o amortecedor tem a função de fornecer força dissipativa contrária ao movimento de deslocamento da suspensão e proporcional à sua velocidade, desempenhando papel fundamental no comportamento da suspensão. Os amortecedores podem ser classificados em dois tipos principais: de atrito seco e hidráulicos. Os amortecedores de atrito seco são constituídos por discos deslizantes ou cintas enroladas. Já os hidráulicos, mais utilizados atualmente, possuem uma configuração típica ilustrada na Figura 5. O amortecedor hidráulico consiste em um tubo contendo um pistão no interior de uma câmara preenchida com óleo. Durante o funcionamento, o pistão movimenta-se linearmente conforme o deslocamento da suspensão. O amortecimento ocorre quando o fluido é forçado a passar por pequenos orifícios, dissipando energia e desacelerando o movimento do pistão (Uchima, 2023).

Figura 5 – Amortecedor hidráulico

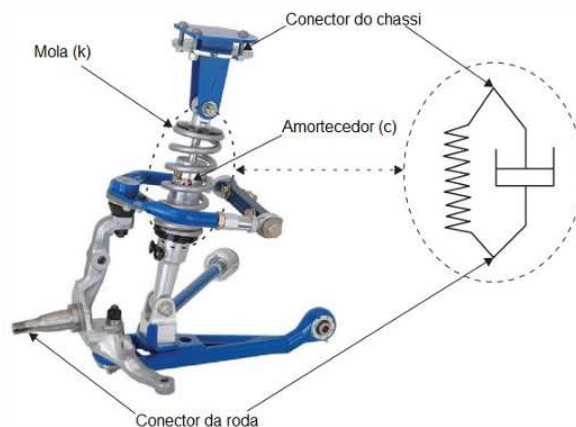


Fonte: Uchima (2023).

2.3.3 Conjunto mecânico

Conforme demonstrado por Savaresi e et al. (2010), o conjunto mecânico compreende todas as conexões que ligam a massa suspensa à massa não suspensa. A Figura 6 apresenta alguns dos principais elementos responsáveis por essa conexão no sistema de suspensão.

Figura 6 – Elementos da suspensão



Fonte: Uchima (2023).

2.3.3.1 Algema

A algema, também conhecida como jumelo, é um componente do conjunto mecânico da suspensão responsável por conectar a massa suspensa à massa não suspensa do veículo (Savaresi; et al., 2010). Esse componente consiste em um braço oscilante curto conectado a uma extremidade do feixe de molas e ao chassi do veículo. Sua principal função é permitir a variação do comprimento efetivo do feixe de molas durante os movimentos de compressão e tração da suspensão, acomodando as deformações do sistema (Kothari; Patel, 2014). A Figura 7 apresenta um modelo da Chevrolet D20 utilizado na suspensão traseira.

Figura 7 – Algema da Chevrolet D20



Fonte: Autor (2026).

2.4 SUSPENSÃO DE EIXO RÍGIDO

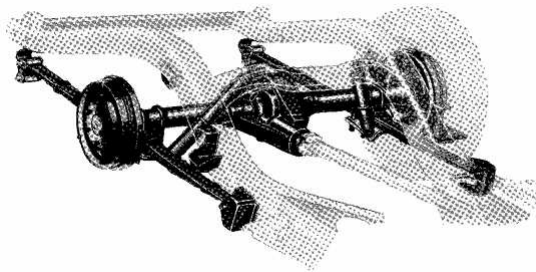
A suspensão dependente, também denominada eixo rígido, caracteriza-se por manter ambas as rodas conectadas por um mesmo eixo. Esse sistema é amplamente utilizado devido ao seu baixo custo e à simplicidade construtiva, de modo que o movimento de uma roda interfere diretamente no comportamento da roda oposta (Reimpell *et al.*, 2001). Esse arranjo mantém o ângulo de cambagem praticamente constante durante a rolagem do veículo e facilita a manutenção do alinhamento, contribuindo para a redução do desgaste dos pneus. Por outro lado, apresenta maior suscetibilidade

às vibrações de direção quando comparado a sistemas de suspensão independentes (Gillespie, 1992).

2.4.1 Hotchkiss

Segundo Barton e Fieldhouse (2024), a suspensão Hotchkiss representa uma das configurações mais simples de suspensão de eixo rígido, utilizando um par de feixes de molas montados longitudinalmente. Esse arranjo é capaz de proporcionar posicionamento satisfatório das rodas com um número reduzido de componentes, apresentando elevada rigidez nas direções lateral e longitudinal.

Figura 8 – Suspensão Hotchkiss

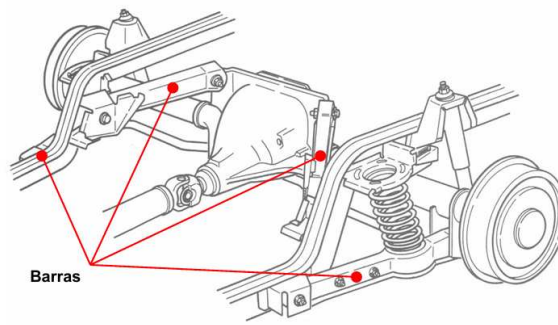


Fonte: Gillespie (1992,p. 239).

2.4.2 Quatro Barras

O sistema quatro barras consiste em um arranjo composto por quatro barras, geralmente formado por duas barras inferiores e duas superiores, conforme ilustrado na Figura 9. Diferentes elementos elásticos podem ser utilizados nesse sistema, sendo as molas helicoidais as mais empregadas. Quando comparado à suspensão Hotchkiss, esse arranjo apresenta maior flexibilidade construtiva, permitindo diferentes configurações geométricas e melhor controle da movimentação do eixo rígido (Barton; Fieldhouse, 2024).

Figura 9 – Suspensão quatro barras



Fonte: Freitas (2006).

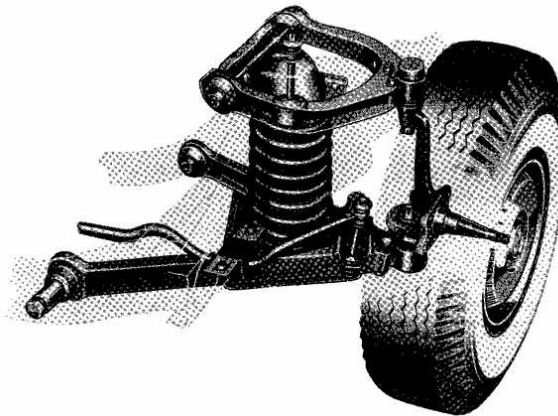
2.5 SUSPENSÃO INDEPENDENTE

A suspensão independente permite a movimentação vertical de cada roda sem interferir diretamente no comportamento da roda oposta. Esse sistema apresenta como principal vantagem a maior rigidez à rolagem quando comparado às suspensões dependentes. As primeiras aplicações desse tipo de suspensão ocorreram no eixo dianteiro dos veículos (Gillespie, 1992). Reimpell *et al.* (2001) complementam que a suspensão independente requer menor espaço construtivo, além de proporcionar menor peso estrutural e melhor dirigibilidade ao veículo.

2.5.1 Suspensão Duplo A

A suspensão de braço duplo, também conhecida como duplo A, é um sistema independente amplamente utilizado em veículos de alto desempenho. Essa configuração consiste em dois braços triangulares montados de forma sobreposta. A disposição construtiva desse arranjo pode ser observada na Figura 10. Na maioria das aplicações, o braço superior apresenta comprimento menor que o braço inferior. Essa diferença geométrica modifica a cambagem da roda durante o movimento da suspensão, compensando a inclinação da massa suspensa em curvas e mantendo maior área de contato do pneu com o solo (Genta; Morello, 2009).

Figura 10 – Duplo A

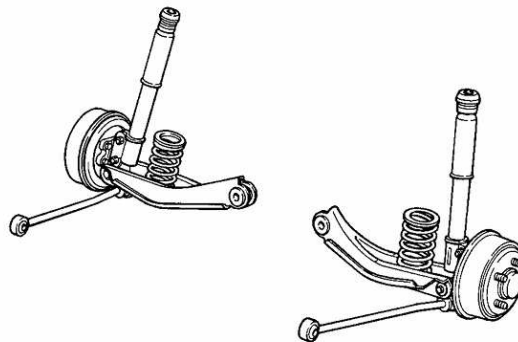


Fonte: Gillespie (1992,p. 243).

2.5.2 MacPherson

A suspensão MacPherson é um sistema simples, leve e de baixo custo. Segundo Gillespie (1992), esse arranjo consiste em um amortecedor integrado à mola, responsável por incorporar amortecimento às rodas por meio de um único suporte na extremidade inferior. A extremidade superior do conjunto é acoplada ao chassi ou à carroceria do veículo, mantendo o alinhamento das rodas durante as curvas. Esse arranjo é conhecido como suspensão telescópica, conforme ilustrado na Figura 11.

Figura 11 – MacPherson



Fonte: Gillespie (1992,p. 244).

2.5.3 Multilink

A suspensão multilink utiliza múltiplos braços articulados, normalmente entre três e cinco elementos independentes com articulações esféricas, responsáveis por guiar o movimento da roda. Segundo Genta e Morello (2009), essa configuração é

considerada uma das mais avançadas entre os sistemas de suspensão, pois possibilita restringir cinco dos seis graus de liberdade da roda, permitindo apenas o movimento vertical correspondente ao curso da suspensão. A configuração típica desse sistema é apresentada na Figura 12.

Figura 12 – Multilink



Fonte: Barton (2024,p. 102).

2.5.4 Suspensão Semiativa

Para Gillespie (1992), a suspensão semiativa é um sistema que utiliza elementos elásticos e amortecedores cujas propriedades mecânicas podem ser modificadas por meio de um controle externo. Gillespie (1992) destaca que o uso do amortecimento variável permite suavizar os movimentos de arfagem e os deslocamentos verticais da carroceria, contribuindo para a melhoria do conforto e da estabilidade veicular.

2.5.5 Suspensão Ativa

De acordo com Genta e Morello (2009), a suspensão ativa é o ápice da evolução das suspensões, os autores a definem como um arranjo capaz de receber energia de uma fonte externa para atuar diretamente sobre o movimento da carroceria, mantendo-a próxima à condição de equilíbrio estático. Seu principal objetivo é solucionar o conflito inerente às suspensões passivas entre conforto e segurança ativa, permitindo também o controle dos movimentos de rolagem e arfagem do veículo. Para isso, o sistema é capaz de modular as forças aplicadas aos amortecedores, ajustando seu comportamento de acordo com as diferentes condições de condução (Genta; Morello, 2009).

2.6 SOLIDWORKS

O Solidworks é um programa Computer Aided Design (CAD – Projeto Assistido por Computador) que possibilita a criação de formas geométricas básicas efetuar um modelo sólido tridimensional. O programa foi desenvolvido pela empresa Solidworks Corporation (Pereira, 2016).

O programa é fundamentado em um plano de representação que o usuário desenha uma geometria bidimensional e aplica sobre ela uma terceira coordenada, obtendo assim um desenho 3D simples. Todos os detalhes geométricos de um objeto, como por exemplo, furos, chanfros, ranhuras, dentre outros são aplicados no ambiente de modelagem denominado Part (Pereira, 2016). Neste estudo, o ambiente Part foi empregado para a construção do modelo tridimensional simplificado da algema, que posteriormente foi exportado para o Ansys Mechanical, onde foram realizadas as análises pelo Método dos Elementos Finitos.

2.7 ANSYS MECHANICAL

O Ansys Mechanical é uma ferramenta de simulação que faz parte de um conjunto de programas da Ansys Incorporation, empresa focada em soluções de Engenharia Assistida por Computador (CAE). Essa ferramenta é amplamente utilizado por engenheiros para simular o comportamento de produtos e sistemas em condições reais, permitindo a otimização e validação dos projetos de forma virtual antes de serem construídos fisicamente (Silva, 2025).

O Ansys possibilita a realização da análise estrutural de componentes e sistemas em condições estáticas, onde o carregamento e fixação do corpo sólido não mudam com o tempo. O programa tem capacidade avançada no emprego de da Análise de Elementos Finitos (FEA), incluindo análise dinâmica linear, não linearidade, análise térmica, de materiais e muito mais. O Ansys se destaca por sua capacidade de modelar e examinar uma ampla variedade de fenômenos físicos através do Método dos Elementos Finitos (MEF) (Silva, 2025).

2.8 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

O MEF é um método amplamente utilizada na engenharia para a realização de diferentes tipos de análises estruturais. Esse método baseia-se no princípio da discretização, no qual um domínio contínuo é subdividido em pequenas partes denominadas elementos, permitindo a simplificação de problemas estruturais complexos em um conjunto de problemas menores e mais manejáveis (Pereira, 2016).

A partir dessa discretização, o modelo matemático responsável por descrever o comportamento estrutural passa a ser representado por um conjunto de equações

diferenciais que governam o sistema. Devido à elevada complexidade dos cálculos envolvidos na solução dessas equações, torna-se necessário o uso de programas especializados em elementos finitos (Furtado, 2013).

Nesse contexto, a discretização considera a estrutura como um conjunto de partes distintas conectadas entre si por pontos discretos denominados nós (Filho, 2007). O comportamento estrutural entre esses nós depende das propriedades físicas e mecânicas atribuídas aos elementos que os conectam. Dessa forma, quanto mais adequadamente forem representadas essas propriedades e quanto maior for o nível de refinamento da discretização, mais próximo o modelo numérico estará do comportamento real da estrutura (Filho, 2007).

O sistema global de equações, para análises lineares e estáticas pode ser definido pela Equação 1 (Silva, 2025):

$$\mathbf{F} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} \quad (1)$$

onde $\mathbf{F}$ representa o vetor das forças aplicadas, $\mathbf{K}$ representa a matriz de rigidez do sistema e $\mathbf{u}$ representa o vetor de deslocamentos geral.

Um nó representa um ponto no espaço no qual estão associados os graus de liberdade e as forças do problema físico. As incógnitas nodais de um sistema de equações representam uma ou mais variáveis, enquanto as variáveis associadas aos nós de um elemento recebem o nome de graus de liberdade. Esses graus de liberdade são determinados pela natureza física do problema e pelo tipo de elemento utilizado na discretização (Silva, 2025).

2.8.1 Definição do material

A definição das propriedades dos materiais representa uma etapa fundamental no desenvolvimento de modelos confiáveis para análise de elementos finitos. A caracterização do material deve abranger não apenas propriedades elásticas lineares, como módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson, mas também o comportamento plástico do material (Delgado, 2025).

2.8.2 Geometria e Geração de Malha

A geometria representa um elemento fundamental para a realização de simulações por meio do MEF, pois define o domínio físico que será discretizado no processo de análise numérica. Entretanto, modelos provenientes de sistemas CAD frequentemente apresentam grande quantidade de faces, arestas e pequenos detalhes geométricos. Quando essas características são mantidas no modelo numérico utilizado para simulação, podem resultar em uma malha excessivamente refinada, elevando significativamente o custo computacional e o tempo necessário para a análise (Foucault *et al.*, 2008).

Além disso, detalhes geométricos muito pequenos podem gerar elementos de baixa qualidade ou regiões com densidade de malha excessiva, comprometendo a eficiência da simulação. Dessa forma, a simplificação ou adaptação da geometria torna-se uma etapa essencial na preparação do modelo para análise numérica, permitindo reduzir complexidades desnecessárias sem comprometer a representação das características estruturais relevantes (Foucault *et al.*, 2008).

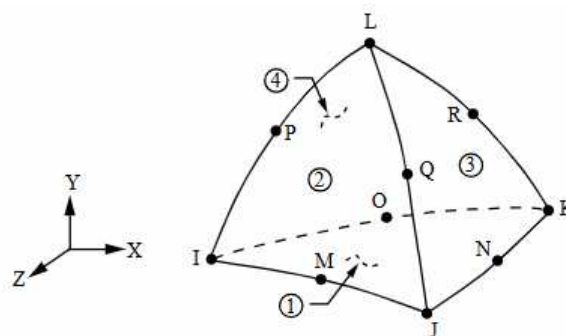
A precisão dos resultados está diretamente relacionada à quantidade de elementos utilizados na discretização do modelo. De modo geral, quanto maior o número de elementos empregados na simulação, maior tende a ser a qualidade e a precisão dos resultados obtidos. Esses elementos, juntamente com os nós que os conectam, formam a chamada malha computacional. Dessa forma, torna-se fundamental determinar uma quantidade adequada de elementos a partir de um tamanho de malha apropriado. Assim, busca-se alcançar um equilíbrio entre a precisão dos resultados e o menor custo computacional possível, por meio de análises de convergência de malha realizada para todos os ensaios computacionais (Pereira, 2016).

Considera-se que a convergência da malha é alcançada quando refinamentos adicionais não geram variações significativas nos resultados, principalmente nas regiões de concentração de tensões. Na prática, é comum usar como critério de convergência uma variação menor que 5% entre os resultados de simulações, acompanhando continuamente a evolução do campo de tensões (Delgado, 2025).

2.8.2.1 Elemento Tetraédrico Quadrático

É um elemento tetraédrico quadrático de 10 nós tridimensional, ilustrado na Figura 13, adequado para malhas irregulares. Definido por três graus de liberdade com translações em x, y e z. Tem como característica grande capacidade de tensão, alta elasticidade, deflexão e análise de rigidez a partir das tensões (ANSYS, Inc., 2024).

Figura 13 – Elemento Tetraédrico Quadrático



Fonte: Ansys, Inc. (2024).

2.8.3 Carregamento e Condições de contorno

Segundo Cook *et al.* (2002), o carregamento no contexto do MEF consiste na representação matemática das ações externa, como forças e momentos que atuantes sobre uma estrutura. Essas ações são representadas por um vetor de carga que interage com os graus de liberdade do sistema. Para Delgado (2025), as solicitações externas que atuam na estrutura podem ser aplicadas de diversas formas, podendo ser classificadas em forças concentradas, pressões distribuídas, campos térmicos, acelerações gravitacionais e deslocamentos obrigatórios.

Para Filho (2007), as condições de contorno são elementos essenciais que definem a interação do modelo de elementos finitos com o ambiente externo, cuja correta definição depende do embasamento conceitual do analista e não apenas do uso do programa. As condições de contorno são primordialmente às restrições de deslocamento impostas aos nós do modelo, para a preparação da solução de equações (Filho, 2007). Segundo Delgado (2025), as condições de contorno devem limitar de forma apropriada os deslocamentos do corpo rígido do modelo, assegurando que a estrutura represente fielmente o comportamento real do sistema físico. Além disso, a implementação computacional das condições de contorno exige cuidado especial na representação das interações entre os distintos componentes do sistema.

2.8.4 Análise dos Resultados

Como observado por Cook *et al.* (2002), a análise de resultados ou pós-processamento, é uma fase crítica que exige julgamento técnico rigoroso para validar a consistência da solução matemática obtida. Os autores enfatizam que a primeira tarefa do engenheiro consiste em verificar se os resultados apresentam comportamento fisicamente coerente, avaliando possíveis deformações exageradas e verificando se os deslocamentos respeitam adequadamente as condições de contorno impostas ao modelo.

Os resultados obtidos do MEF devem ser comparados com cálculos analíticos simplificados, fórmulas clássicas da literatura ou evidências experimentais, buscando validar a confiabilidade das simulações realizadas. Segundo Delgado (2025), deve-se estabelecer uma correlação entre os resultados numéricos e o comportamento estrutural real da peça, por meio da verificação de parâmetros críticos, como tensões equivalentes, deformações plásticas, deslocamentos e fatores de segurança.

3 METODOLOGIA

Apresenta-se neste trabalho uma pesquisa de natureza aplicada, com abordagem quantitativa, desenvolvido por meio de modelagem computacional e simulação numérica utilizando o MEF. O objetivo foi avaliar o comportamento estrutural da algema utilizada na suspensão traseira de uma camionete Chevrolet D20, submetida a diferentes condições de carregamento estático.

Inicialmente, foi adquirida comercialmente uma algema da Chevrolet D20 fabricada pela Metalúrgica Rivertec, conforme catálogo da empresa apresentado no Anexo A. Esse modelo também é compatível com os veículos Chevrolet C10 e Chevrolet D10 fabricados até o ano de 1992. A partir disso, realizou-se o levantamento das dimensões geométricas da peça, permitindo a construção do modelo tridimensional no programa SolidWorks 2017, em sua versão estudantil. As etapas de modelagem geométrica e simulação numérica foram realizadas em um notebook Samsung, equipado com processador Intel® Core™ i5-1235U de 12ª geração, frequência base de 1,30 GHz, 8 GB de memória RAM e placa gráfica integrada Intel® Iris® Xe Graphics. O equipamento utiliza sistema operacional Windows de 64 bits, baseado na arquitetura x64.

Após a etapa de modelagem geométrica, o modelo tridimensional foi exportado para o programa Ansys 2026, versão estudantil, ambiente no qual foram realizadas as análises estruturais por meio do MEF. Nessa etapa, realizou-se o processo de geração e refinamento da malha, com o objetivo de aumentar a precisão dos resultados numéricos. Na sequência, por meio de cálculos matemáticos e hipóteses simplificadoras, foram determinadas as cargas atuantes sobre a algema relacionadas ao sistema de suspensão traseira da Chevrolet D20, considerando também uma condição de sobrecarga correspondente a 30% acima da carga útil nominal.

Após a determinação das cargas, foram definidas as condições de contorno, buscando representar de maneira simplificada as condições reais de fixação e carregamento da peça. Com as condições de contorno definidas, foram realizadas simulações estáticas para dois cenários distintos:

- Carga útil nominal;
- Sobrecarga arbitrária de 30% da carga útil nominal.

3.0.1 Visão geral do veículo

A Chevrolet D20 foi lançada em 1985 pela General Motors, como integrante da linha Série 20. O veículo apresentava projeto inspirado nas picapes norte-americanas da época, caracterizado por linhas retas, para-brisa inclinado e conjunto óptico dian-

teiro herdado do modelo Chevrolet Opala. A carga útil variava conforme a configuração. Havia duas opções de chassi, com entre-eixos de 2,92 m ou 3,23 m, além de duas capacidades distintas: 750 kg na Série 10 e 1.020 kg na Série 20 (Bitu, 2025).

Figura 14 – Chevrolet D20



Fonte: Motor Agora (2025).

A Figura 14 apresenta um modelo real do estudo, sendo utilizado a do ano 1990, como cabine simples, motor a diesel.

3.0.2 Algema montada

A Figura 15 apresenta a configuração real de montagem da algema utilizada no presente estudo. Além disso, no Anexo B é possível visualizar a disposição da suspensão traseira por meio do catálogo de peças da Chevrolet D20.

Figura 15 – Algema montada

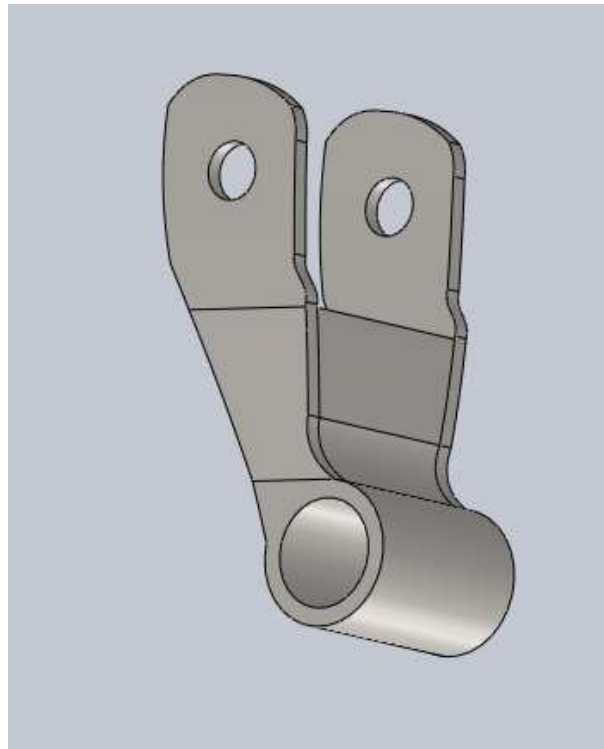


Fonte: Autor (2026).

3.0.3 Modelagem da algema

Para a realização da análise pelo MEF, foi utilizada como referência a peça adquirida comercialmente. A partir disso, foi criada uma modelagem simplificada da algema no programa SolidWorks 2017, desconsiderando os pinos e as buchas de fixação, conforme ilustrado na Figura 16.

Figura 16 – Modelo simplificado da algema



Fonte: Autor (2026).

3.0.4 Definição do material

O material utilizado na pesquisa foi definido com base no trabalho de Junior (2022), no qual foram comparados dois tipos de algema aplicados a uma Chevrolet S10, veículo pertencente à mesma categoria da camionete analisada neste trabalho. Dessa forma, neste estudo adotou-se o aço estrutural como material da algema. As propriedades mecânicas consideradas na simulação são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Propriedades do material aço estrutural utilizadas na simulação.

Propriedade	Valor
Densidade (kg/m ³)	7850
Módulo de Young (GPa)	200
Coeficiente de Poisson	0,30
Módulo de Cisalhamento (GPa)	76,923
Módulo Volumétrico (GPa)	166,67
Coeficiente de Expansão Térmica (1/°C)	$1,2 \times 10^{-5}$
Limite de Escoamento à Tração (MPa)	250
Limite de Escoamento à Compressão (MPa)	250
Resistência Última à Tração (MPa)	460

Fonte: Ansys (2024).

3.0.5 Definição da malha

Inicialmente, optou-se pela utilização de uma malha de elemento tetraédrico quadrático grosseira gerada automaticamente pelo ANSYS Mechanical. Posteriormente, realizou-se o refinamento da malha em todo o modelo. Com o objetivo de assegurar que a discretização numérica representasse adequadamente a geometria da peça, foi realizado um estudo de convergência de malha para avaliar a confiabilidade dos resultados numéricos obtidos.

Na Tabela 2 é possível visualizar que entre a Malha 2 e 3 os valores de tensão máxima houve variação de 0,45%, enquanto os refinamentos posteriores sucessivos apresentaram diferença de apenas 1,65% e 1,52%, respectivamente. Assim a Malha 3 mostrou-se adequado por apresentar boa estabilidade dos resultados sem aumento desnecessário do custo computacional.

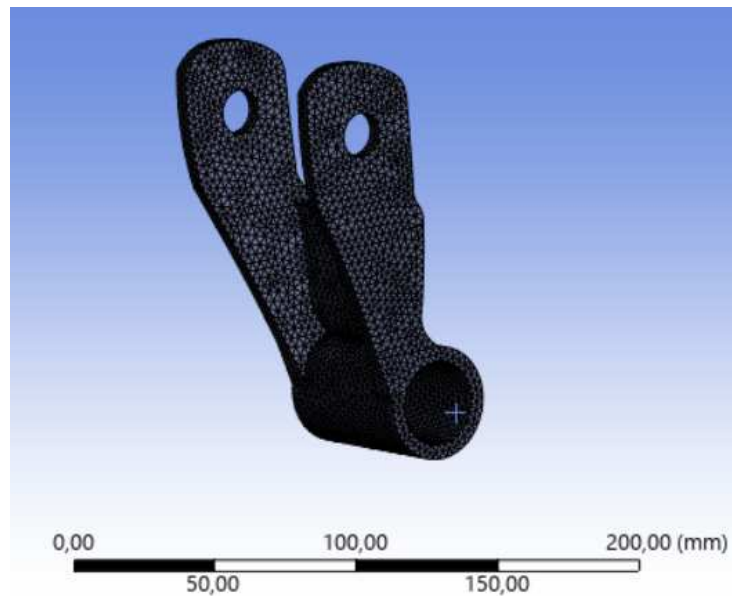
Tabela 2 – Resultados do estudo de convergência de malha

Modelo	Tamanho da malha [mm]	Número de elementos	Tensão máx. [MPa]
Malha 1	2,5	50430	117,469
Malha 2	2,25	70081	118,126
Malha 3	2,2	74130	118,662
Malha 4	2,15	78002	116,708
Malha 5	2,12	80912	118,487

Fonte: Autor (2026).

Na Figura 17 é possível visualizar a malha refinada com elementos tetraédrico quadráticos com tamanho de 2,2 mm.

Figura 17 – Malha refinada



Fonte: Autor (2026).

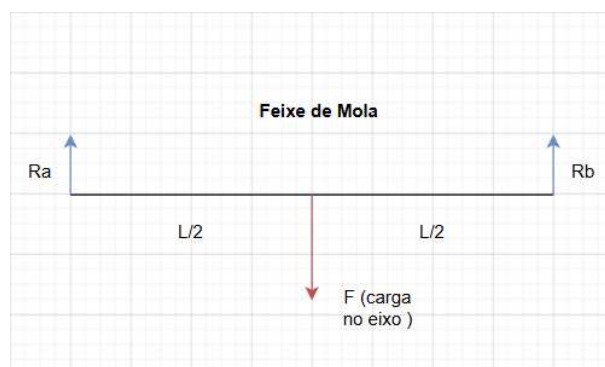
3.0.6 Carregamento e condições de contorno utilizados

Para determinar o Peso Bruto Total (PBT) do veículo, foi realizada a soma das cargas máximas admissíveis nos eixos dianteiro e traseiro, correspondentes a 1330 kg e 1860 kg, respectivamente, conforme informações obtidas no manual de serviço Chevrolet de 1991. A partir desse valor, subtraiu-se a carga útil de 1020 kg, mencionada anteriormente, obtendo-se uma tara de 2170 kg. Com base na segunda lei de Newton, assumiu-se que aproximadamente 57% do peso total da camionete Chevrolet D20 encontra-se distribuído sobre o eixo traseiro, permitindo determinar a carga atuante nesse eixo.

Considerando uma condição estática de carregamento, adotou-se a hipótese de que o peso aplicado ao eixo traseiro estivesse distribuído igualmente entre os dois feixes de molas da suspensão traseira. Além disso, considerou-se que as reações nos pontos de apoio do feixe de molas ocorressem de maneira simétrica, conforme ilustrado na Figura 18, sendo igualmente divididas entre o apoio fixo dianteiro e a algaema da suspensão.

A partir dessas hipóteses simplificadoras, foi possível estimar a força transmitida à algaema, apresentada no Quadro 1.

Figura 18 – Diagrama de corpo livre no feixe de mola



Fonte: Autor (2026).

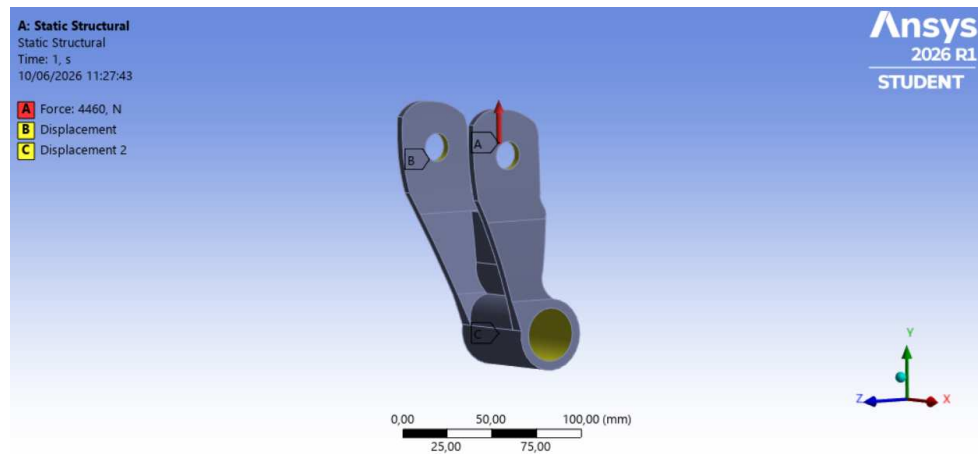
Quadro 1 – Parâmetros utilizados na determinação da força aplicada à algema

Parâmetro	Valor
Carga máxima no eixo dianteiro	1330 kg
Carga máxima no eixo traseiro	1860 kg
Peso Bruto Total (PBT)	3190 kg
Carga útil do veículo	1020 kg
Distribuição de carga no eixo traseiro	57%
Força nominal aplicada	4460 N
Sobrecarga considerada	30% da carga útil
Força aplicada com sobrecarga	4789 N

Fonte: Adaptado (2026) do Manual de Serviço Chevrolet (1991).

Para a definição das condições de contorno do modelo, a face inferior cilíndrica foi configurada com restrição de deslocamento nos eixos y e z, bem como restrição de rotação em torno desses mesmos eixos, mantendo-se a rotação em torno do eixo x livre. Para os furos superiores foi restringido somente o deslocamento e rotação do eixo x. O carregamento foi aplicado de forma distribuída uniformemente nos furos superiores, na direção vertical (eixo y), simulando a condição de serviço prevista para o componente. Tais condições são ilustradas na Figura 19.

Figura 19 – Condições de contorno



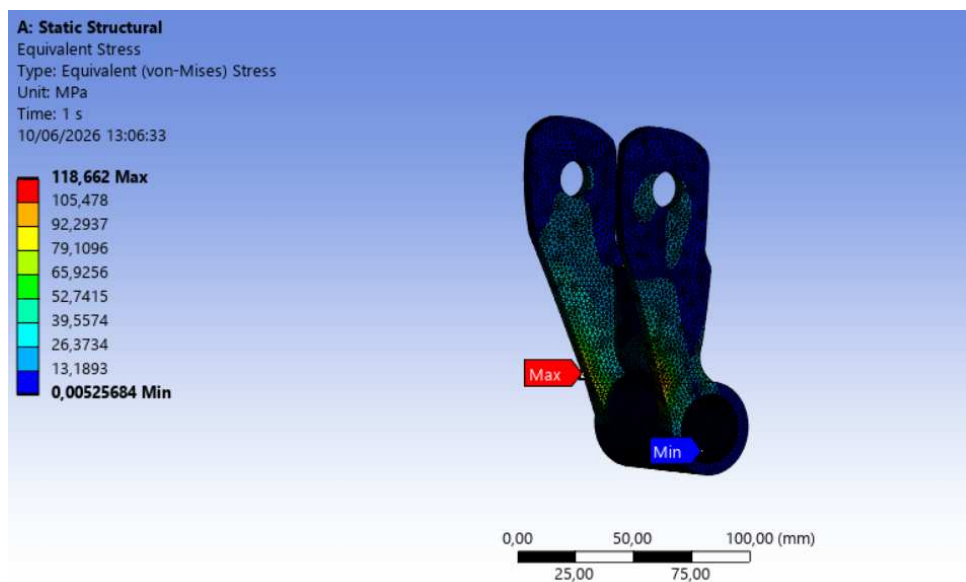
Fonte: Autor (2026).

4 RESULTADOS

A partir da simulação realizada no Ansys Mechanical, utilizando o MEF, foi analisado o comportamento mecânico sob carregamento nominal e de sobrecarga. As análises permitiram a avaliação de parâmetros fundamentais, como a distribuição de tensões (von Mises) e deslocamento máximo. Estes resultados proporcionam uma compreensão do comportamento das tensões sob carga estática, possibilitando identificar regiões críticas sujeitas a maior esforço mecânico.

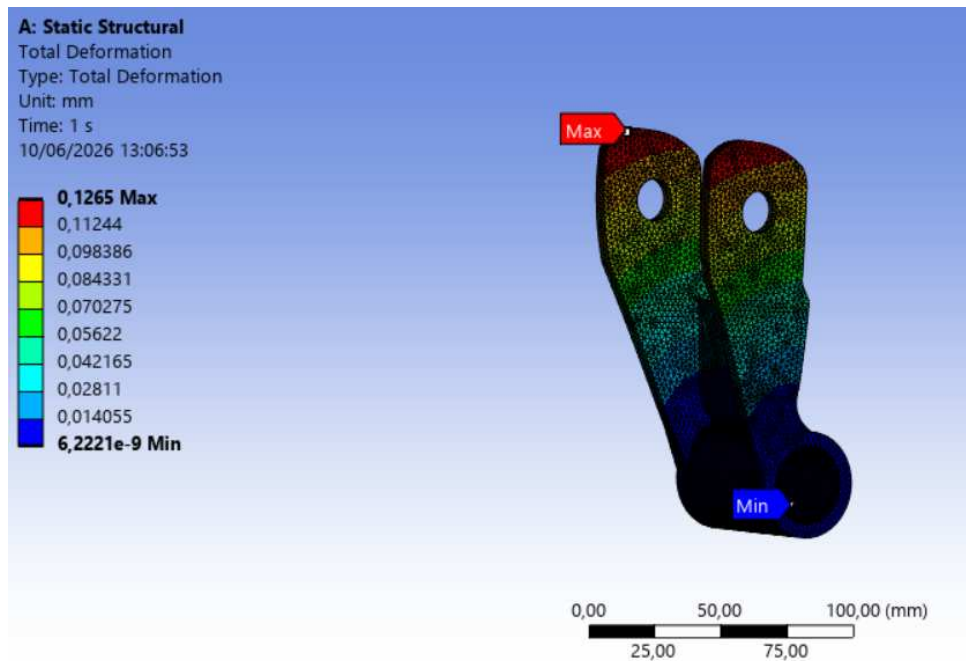
Na condição de carregamento nominal, a tensão equivalente máxima obtida foi de aproximadamente 118,62 MPa, ilustrada na Figura 20, enquanto o deslocamento total máximo atingiu 0,1265 mm, observado na Figura 21.

Figura 20 – Tensão nominal



Fonte: Autor (2026).

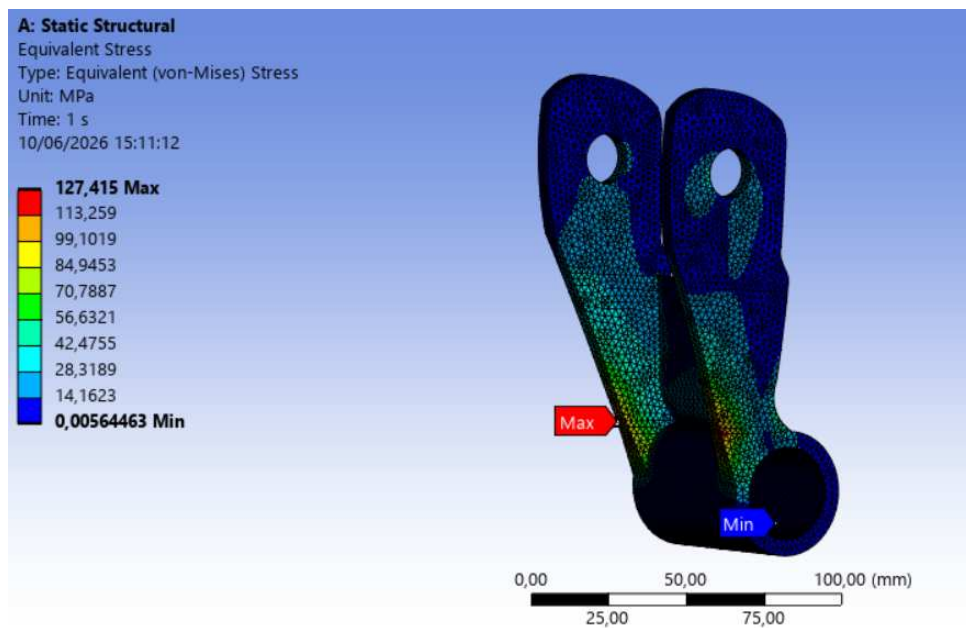
Figura 21 – Deslocamento nominal



Fonte: Autor (2026).

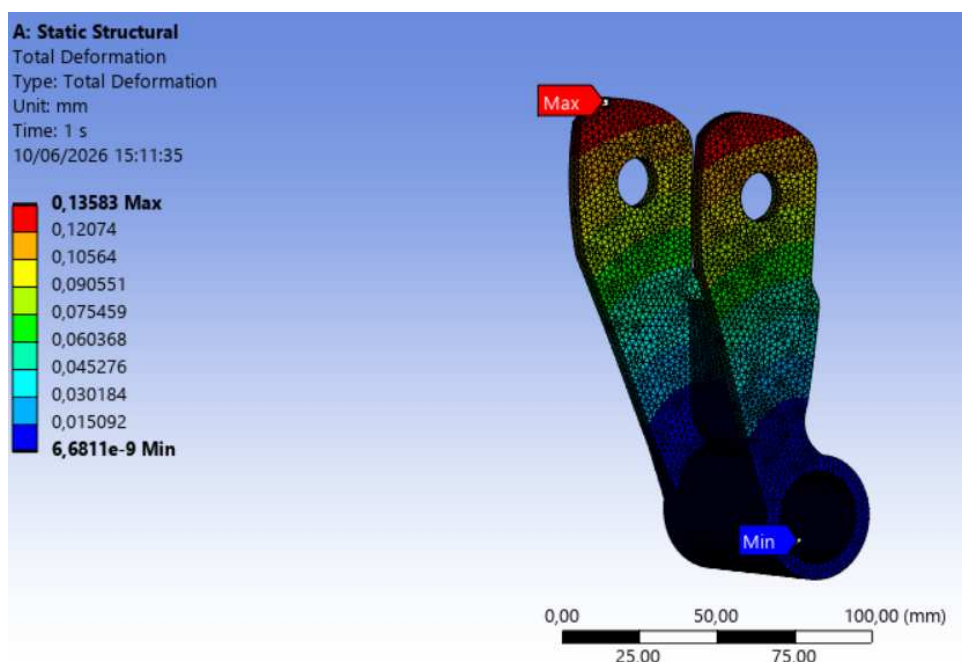
Já na condição de sobrecarga, os resultados indicaram tensão máxima de aproximadamente 127,41 MPa, visualizado na Figura 22 e deslocamento total máximo de 0,1358 mm, ilustrado na Figura 23.

Figura 22 – Tensão de sobrecarga



Fonte: Autor (2026).

Figura 23 – Deslocamento de sobrecarga



Fonte: Autor (2026).

Observa-se que o aumento da carga provocou elevação tanto das tensões quanto dos deslocamentos. Comparando os resultados obtidos, verifica-se que a condição de sobrecarga resultou em um aumento de aproximadamente 7,4% na tensão máxima e 7,3% no deslocamento máximo em relação à condição nominal. Apesar desse acréscimo, os valores permaneceram abaixo dos limites admissíveis do material, indicando comportamento estrutural adequado para as condições analisadas.

A distribuição das tensões equivalentes demonstrou que as regiões mais críticas da algaema estão localizadas na região central, próxima ao cilindro inferior do componente. Esse comportamento está associado à transferência dos esforços entre os pontos de aplicação da carga e a região de fixação, favorecendo a concentração de tensões nessa área.

As regiões inferiores do componente, principalmente próximas ao cilindro de fixação, apresentaram menores níveis de tensão e deslocamento, representados pelas tonalidades em azul nas simulações. Esse comportamento indica que a maior parcela dos esforços está concentrada nas regiões superiores da algaema.

A distribuição do deslocamento total apresentou comportamento coerente com a resposta estrutural esperada do componente. Os maiores deslocamentos ocorreram nas extremidades superiores da algaema, regiões mais afastadas das áreas de restrição. Por outro lado, os menores deslocamentos foram observados próximos ao cilindro inferior, onde as condições de contorno limitaram os movimentos da estrutura.

Mesmo na condição de sobrecarga, os deslocamentos permaneceram inferior-

res a 0,14 mm, indicando elevada rigidez estrutural do componente dentro das hipóteses simplificadoras adotadas. Além disso, o aumento do deslocamento máximo entre a condição nominal e a condição de sobrecarga foi relativamente pequeno, demonstrando comportamento estrutural estável mesmo sob carregamentos mais severos.

4.0.1 Avaliação do fator de segurança

Além da análise das tensões equivalentes de von Mises e dos deslocamentos totais, foi realizada a avaliação do fator de segurança da algema. Esse parâmetro permite verificar a margem entre a tensão atuante e o limite de escoamento do material, indicando a proximidade da estrutura em relação ao início da deformação plástica.

Considerando o aço estrutural adotado na simulação, com limite de escoamento de 250 MPa, e a tensão máxima obtida de 118,66 MPa na condição nominal, obteve-se um fator de segurança aproximado conforme a Equação 2.

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{vm}} = \frac{250}{118,66} = 2,11 \quad (2)$$

Para a condição de sobrecarga, em que a tensão máxima foi de 127,41 MPa, o fator de segurança foi calculado conforme a Equação 3.

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{vm}} = \frac{250}{127,41} = 1,96 \quad (3)$$

Os resultados indicam que, mesmo na condição de sobrecarga, o componente apresentou fator de segurança superior à unidade, indicando que as tensões permaneceram inferiores ao limite de escoamento do material adotado. Observa-se, entretanto, uma redução do fator de segurança de aproximadamente 7,1% em relação à condição nominal, decorrente do aumento das tensões equivalentes de von Mises. Ainda assim, os valores obtidos evidenciam que a algema possui margem de segurança suficiente para suportar os carregamentos estáticos analisados sem atingir o escoamento do material.

4.1 COMPARAÇÃO COM TRABALHOS SIMILARES

Na Tabela 3 é apresentado um comparativo dos valores de tensão máxima e deslocamento dos trabalhos de Kumar e Sondhi (2021) e Radhakrishnan *et al.* (2015).

Tabela 3 – Comparação dos resultados de tensão máxima e deslocamento entre os artigos analisados e o presente trabalho

Trabalho	Tensão máxima	Deslocamento máximo
Radhakrishnan et al. (2015)	86 MPa	0,243 mm
Hemant Kumar (2021)	110,4 MPa	0,834 mm
Presente trabalho – condição nominal	118,66 MPa	0,1265 mm
Presente trabalho – condição de sobrecarga	127,41 MPa	0,1358 mm

Fonte: Adaptado (2026) de Radhakrishnan et al. (2015), Hemant Kumar (2021)

O trabalho de Radhakrishnan *et al.* (2015) apresentou tensão máxima próxima de 86 MPa para um carregamento de 1500 N, enquanto Kumar e Sondhi (2021) obteve tensão máxima de aproximadamente 110,4 MPa sob a mesma condição de carregamento. Nos resultados apontados deste trabalho, foram obtidas tensões máximas entre 118,66 MPa e 127,41 MPa para forças aplicadas de 4460 N e 4789 N, respectivamente.

Essas diferenças podem ser explicadas pelas particularidades geométricas da alga analisada, pelas condições de contorno adotadas, pela magnitude do carregamento aplicado e pelas propriedades mecânicas do material considerado. Além disso, os artigos analisados utilizaram um modelo de um SUV, enquanto o presente trabalho foi desenvolvido com base em uma alga comercial utilizada na suspensão traseira de uma Chevrolet D20, resultando em diferenças significativas no comportamento estrutural.

Em relação aos deslocamentos totais, observou-se comportamento similar ao encontrado na literatura. Embora os valores absolutos encontrados sejam distintos, os resultados indicam que o aumento do carregamento promove elevação dos deslocamentos máximos.

Os resultados indicam que o componente apresenta comportamento estrutural compatível com aplicações automotivas, considerando que as tensões máximas permanecem abaixo dos limites admissíveis típicos de aços utilizados em componentes de suspensão. Dessa forma, dentro das condições analisadas, a alga apresentou capacidade de suportar tanto o carregamento nominal quanto a condição de sobrecarga sem ocorrência aparente de falha estrutural.

De maneira geral, os resultados obtidos demonstraram que o MEF foi capaz de representar adequadamente o comportamento estrutural da alga da suspensão. A análise permitiu identificar regiões críticas sujeitas à concentração de tensões, além de fornecer informações relevantes para futuros estudos envolvendo otimização

geométrica, análise de fadiga e avaliação sob carregamentos dinâmicos mais severos.

5 CONCLUSÃO

A pesquisa desenvolvida observou o comportamento estrutural de uma algaema da suspensão traseira de uma camionete Chevrolet D20 por meio do MEF. Ao longo deste trabalho, foram apresentados os conceitos relacionados à dinâmica veicular, sistemas de suspensão e fundamentos do MEF, além da modelagem tridimensional da peça, definição das condições de contorno e aplicação de carregamentos estáticos representativos da condição nominal e de sobrecarga.

Os objetivos do estudo foram alcançados, visto que foi possível modelar geometricamente a algaema, definir as condições de carregamento e restrição, além de analisar a distribuição de tensões e deslocamento no componente, identificando as regiões mais críticas sob esforços mecânicos.

Com isso, foi possível constatar que as cargas estáticas provenientes do peso do veículo e da carga transportada influenciam diretamente as tensões equivalentes de von Mises e o deslocamento da algaema da suspensão, concentrando maiores esforços principalmente na região central do componente.

Nesse sentido, observou-se que a condição nominal apresentou tensão máxima de aproximadamente 118,66 MPa e deslocamento máximo de 0,1265 mm, enquanto a condição de sobrecarga resultou em tensão máxima de 127,41 MPa e deslocamento de 0,1358 mm. Comparando-se os dois cenários analisados, verificou-se que a condição de sobrecarga promoveu um aumento de aproximadamente 7,4% na tensão máxima e 7,3% no deslocamento máximo em relação à condição nominal, evidenciando a influência do aumento do carregamento sobre o comportamento estrutural do componente.

A avaliação do fator de segurança complementou a análise estrutural realizada, demonstrando que a algaema apresentou valores de aproximadamente 2,11 na condição nominal e 1,96 na condição de sobrecarga. Embora tenha ocorrido redução da margem de segurança em decorrência do aumento das tensões, ambos os valores permaneceram superiores à unidade, indicando que as tensões equivalentes de von Mises permaneceram inferiores ao limite de escoamento do material adotado e que o componente manteve condições seguras de operação dentro das hipóteses simplificadoras consideradas.

Além disso, mesmo na condição de sobrecarga, os deslocamentos permaneceram inferiores a 0,14 mm, indicando elevada rigidez estrutural do componente dentro das hipóteses simplificadoras adotadas. A comparação com trabalhos semelhantes mostrou coerência entre os resultados obtidos e os encontrados na literatura.

Assim, conclui-se que esse estudo contribui para a compreensão do comportamento estrutural da algaema da suspensão traseira de veículos utilitários, demons-

trando a eficiência do Método dos Elementos Finitos na identificação de regiões críticas e na avaliação estrutural de componentes automotivos.

Diante de tais considerações, recomenda-se para trabalhos futuros a realização de análises dinâmicas e de fadiga, além de validações experimentais e estudos envolvendo diferentes materiais e geometrias, visando ampliar a compreensão do comportamento estrutural da algema em condições reais de operação.

REFERÊNCIAS

- ANSYS, Inc. **ANSYS Mechanical APDL Element Reference: SOLID187**. 2024. Disponível em: https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/ans_elem/Hlp_E_SOLID187.html. Acesso em: 10 maio 2026.
- BARTON, D. C.; FIELDHOUSE, J. D. **Automotive chassis engineering**. 2. ed. Cham, Switzerland: Springer Nature Switzerland AG, 2024.
- BITU, F. A-20, C-20 e D-20: a valente família de picapes da Chevrolet. **Quatro Rodas**, 2025. Disponível em: <https://quatorrodas.abril.com.br/carros-classicos/chevrolet-serie-10-20-historia-picape-gm-brasil/>. Acesso em: 15 maio 2026.
- CNT. **Transporte em Movimento**: As vantagens de transportar sem sobrecarga. 2019. Disponível em: <https://www.cnt.org.br>. Acesso em: 15 jun. 2025.
- COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E.; WITT, R. J. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. 4. ed. Hoboken, New Jersey, EUA: John Wiley & Sons, 2002.
- COSTIN, M.; PHIPPS, D. **Racing and sports car chassis design**. London: B. T. Batsford Ltd, 1961.
- DELGADO, A. J. G. **Simulação não linear por elementos finitos no ANSYS com validação experimental aplicado a insertos do processo de forjamento**. 2025. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Naval) — Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2025.
- DEODATO, J. P. R. **Rotina computacional para projeto de mola helicoidal de compressão aplicado a um protótipo veicular do tipo Baja SAE**. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Centro de Ciências Aplicadas, Universidade Federal do Ceará, Russas, 2019.
- DISHANT, R. *et al.* **Sistema de Suspensão: Uma Revisão**. **International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education**, v. 4, n. 2, p. 245–249, 2018.
- ALVES FILHO, A. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. 5. ed. São Paulo: Érica, 2007.
- FOUCAULT, G. *et al.* **Adaptation of CAD model topology for finite element analysis**. **Computer-Aided Design**, Elsevier, v. 40, n. 2, p. 176–196, 2008.
- FREITAS, L. M. P. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MacPherson**. 2006. Dissertação (Engenharia Mecânica) — Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos, 2006.
- FURTADO, D. C. **Análise estrutural de chassi de veículos automotivos**. 2013. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Automotiva) — Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis: Volume 1 - Components Design**. Dordrecht: Springer Science+Business Media B.V., 2009. (Mechanical Engineering Series).

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.

JUNIOR, R. S. P. **Modelo computacional de um jumelo articulado para a dinâmica veicular**. 2022. Trabalho de Conclusão de Curso - (Graduação em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2022.

KOTHARI, P.; PATEL, A. *A Review Paper on Design & Analysis of Leaf Spring*. **International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)**, v. 3, n. 3, p. 1529–1532, March 2014.

KUMAR, H.; SONDHI, L. *Design Optimization and Analysis of Automotive Shackle Using ANSYS*. **Journal of Emerging Technologies and Innovative Research**, v. 8, n. 10, p. 738–741, October 2021.

PEREIRA, R. S. **Análise estrutural estática por elementos finitos de um chassi veicular tipo spaceframe**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Catalão, 2016.

RADHAKRISHNAN, C. *et al. Design and Analysis of Automotive Shackle*. **International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology**, v. 2, n. 5, p. 1058–1062, May 2015.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The automotive chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.

SAVARESI, S. M.; et al. **Semi-active suspension control design for vehicles**. Burlington: Elsevier, 2010.

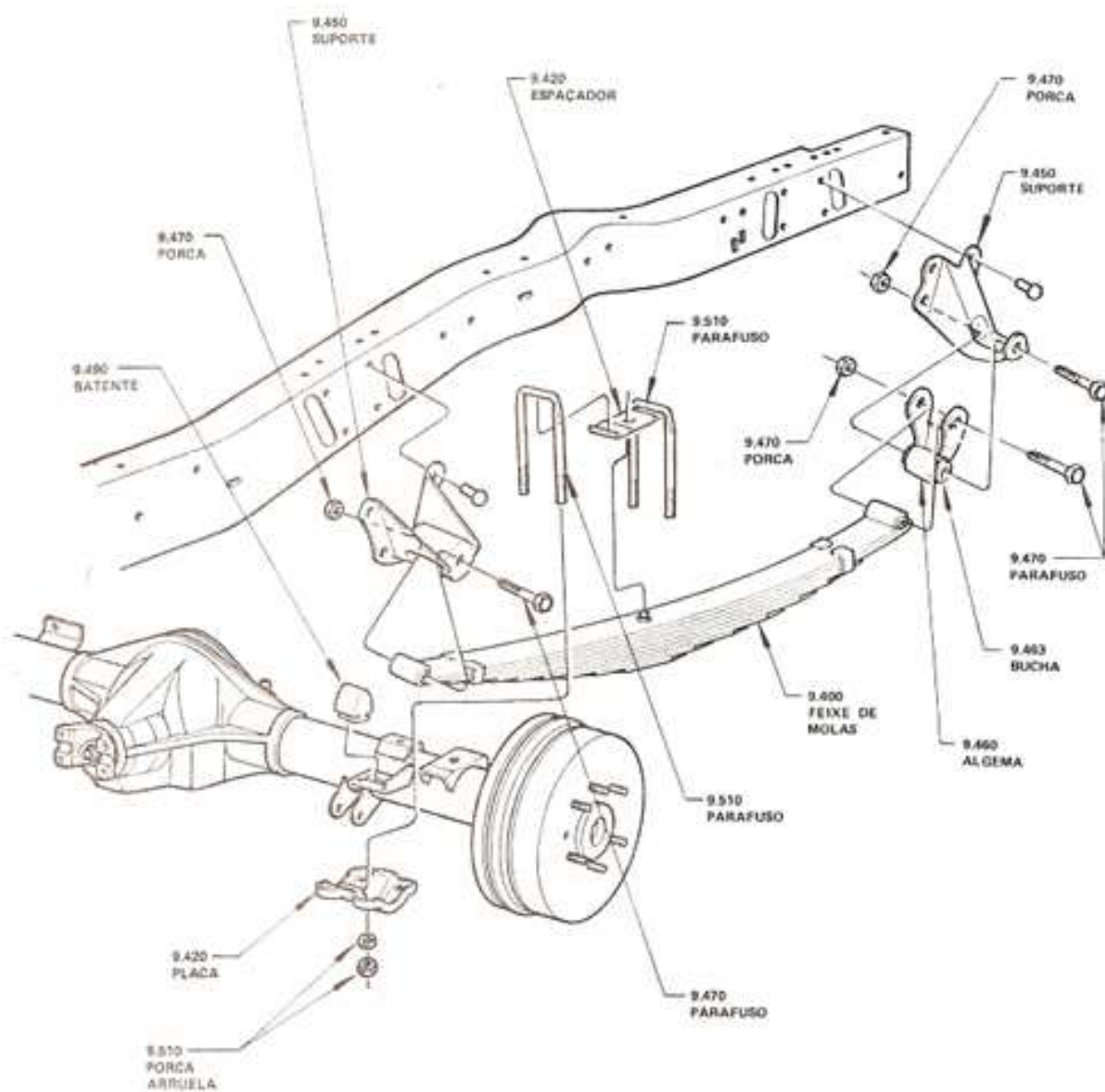
SILVA, J. A. R. **Desenvolvimento de manual prático para utilização do software ANSYS em análises de estruturas: orientações e procedimentos para alunos de engenharia**. 2025. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campo Mourão, 2025.

UCHIMA, P. V. **Análise do projeto de suspensão no transporte de pacientes em um veículo hospitalar**. 2023. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Automotiva) — Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2023.

ANEXO A – CATÁLOGO METALÚRGICA RIVERTEC

		CHEVROLET						
AL.002	CHEVROLET		AL.005	CHEVROLET		AC.004	CHEVROLET	
ALGEMA MOLA TR C10/D10/D20 ATÉ 92 7.317.429		ALGEMA MOLA TR D40 94.642.383		ALAVANCA DE EMBREAGEM D20/D40 ATÉ 88 94.642.713				
AC.005	CHEVROLET		AC.006	CHEVROLET		SU.101	CHEVROLET	
ALAVANCA DE EMBREAGEM D20/D40 APÓS 88 52.251.248		ALAVANCA DE EMBREAGEM D10 94.634.680						
SU.102	CHEVROLET		SU.103	CHEVROLET		SU.104	CHEVROLET	
SUPORTE ALAVANCA DE EMBREAGEM D20 APÓS 88 52.251.246		SUPORTE ALAVANCA DE EMBREAGEM D40 ATÉ 88 94.622.722		SUPORTE ALAVANCA DE EMBREAGEM D40 APÓS 88 52.251.247				
SU.105	CHEVROLET		SU.009	CHEVROLET		SU.010	CHEVROLET	
SUPORTE ALAVANCA DE EMBREAGEM D10 94.602.857		SUPORTE CONJ. ALAVANCA EMBREAGEM D20 ATÉ 88		SUPORTE CONJ. ALAVANCA EMBREAGEM D20 APÓS 88				
SU.011	CHEVROLET		SU.012	CHEVROLET		SU.013	CHEVROLET	
SUPORTE CONJ. ALAVANCA EMBREAGEM D40 ATÉ 88		SUPORTE CONJ. ALAVANCA EMBREAGEM D40 APÓS 88		SUPORTE CONJ. ALAVANCA EMBREAGEM D10				

ANEXO B – CATÁLOGO DE PEÇAS E ACESSÓRIOS DA D-20 (1985/1991)



FIXAÇÃO MOLA TRASEIRA
- ACD10/20 -