



PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

**DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS ESFORÇOS ATUANTES NA
SUSPENSÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

Gabriel Luna Freitas

Juarez Rodrigues Martins Neto

Brasília, Dezembro de 2023

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

**DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS ESFORÇOS ATUANTES NA
SUSPENSÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

Gabriel Luna Freitas

Juarez Rodrigues Martins Neto

*Projeto de Graduação 2 submetido ao Departamento de Engenharia
Mecânica como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro em Engenharia Mecânica*

Banca Examinadora

Prof. Dr. Luis Augusto Mendes Veloso, UnB/ENM _____
Orientador

Prof. Dr. Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, _____
UnB/ENM
Examinador interno

Prof. Dr. Thiago de Carvalho Rodrigues Doca, _____
UnB/ENM
Examinador interno

FICHA CATALOGRÁFICA

FREITAS, GABRIEL LUNA /NETO, JUAREZ RODRIGUES MARTINS
DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS ESFORÇOS ATUANTES NA SUSPENSÃO DE UM
PROTÓTIPO BAJA SAE [Distrito Federal] 2023.
xvi, 73 p., 210 x 297 mm (EFL/FT/UnB, Engenheiro, Engenharia Mecânica, 2023).
Projeto de Graduação 2 - Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia.
Departamento de Engenharia Mecânica

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

FREITAS, GABRIEL LUNA /NETO, JUAREZ RODRIGUES MARTINS (2023). *DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS ESFORÇOS ATUANTES NA SUSPENSÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE*. Projeto de Graduação 2, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 73 p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Gabriel Luna Freitas & Juarez Rodrigues Martins Neto

TÍTULO: DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS ESFORÇOS ATUANTES NA SUSPENSÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE.

GRAU: Engenheiro em Engenharia Mecânica ANO: 2023

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste Projeto Final de Graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desse Projeto Final de Graduação pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Gabriel Luna Freitas/Juarez Rodrigues Martins Neto
Depto. de Engenharia Mecânica (ENM) - FT
Universidade de Brasília (UnB)
Campus Darcy Ribeiro
CEP 70919-970 - Brasília - DF - Brasil

AGRADECIMENTOS

Inicio estes agradecimentos demonstrando toda gratidão que tenho as pessoas mais importantes da minha vida, meus pais. Agradeço ao meu pai Claudio e minha mãe Luna por todo esforço demandado para que eu tenha chegado até aqui, sem o sacrifício dos senhores eu nunca teria ido tão longe.

À minha irmã Sarah, que sempre me deu apoio ao longo de toda minha jornada, não apenas acadêmica, mas ao longo de toda minha vida. Agradeço por sempre ter me ajudado como pôde, desde me buscando no metrô até me auxiliando na correção de textos como estes.

À minha namorada Bárbara por dividir inúmeros momentos comigo, dentro e fora da universidade seu apoio e carinho me deram suporte para terminar estes últimos semestres de graduação. Sou muito feliz por tê-la ao meu lado e por me ajudar a trilhar este caminho.

Agradeço a todos os amigos que formei ao longo desta jornada e tornaram o desafio da graduação menos oneroso. Agradeço por todos os momentos que passamos juntos. A presença de vocês em minha vida me tornou a pessoa que sou hoje.

Agradeço ao meu companheiro de trabalho, Juarez Rodrigues, por trilhar este caminho desafiador que é o projeto de graduação. Esta jornada não seria possível sem a sua presença.

Por fim agradeço a toda a Universidade de Brasília, em especial ao professor Luís Augusto Conte Mendes Veloso por todo auxílio, orientação e principalmente paciência ao longo desses meses de projeto de graduação.

Gabriel Luna Freitas

Agradeço ao meu pai e à minha mãe por estarem comigo em todos os momentos da minha vida, por serem meu suporte, por me darem amor e carinho e por me incentivarem nos meus estudos. Vocês são minha base, sem vocês eu não estaria aqui.

Agradeço também à minha namorada Letícia Leite por nos conhecermos na metade do ano, me proporcionando muito amor, cuidado e incentivo, aliviando meus dias e me fazendo sorrir até no cansaço mais extremo.

Aos meus grandes amigos Arthur Victor e Diogo Gonçalves que entraram comigo em Engenharia Mecânica e vivenciaram comigo esse curso desafiador, me ajudando e motivando nas disciplinas e também me proporcionando uma vivência de faculdade mais leve e divertida.

Quero expressar minha gratidão aos amigos da equipe Piratas do Cerrado, que estiveram ao meu lado durante grande parte da minha trajetória acadêmica. Cada experiência compartilhada com vocês, desde os desafios nas competições até os momentos mais felizes, teve um papel fundamental no meu crescimento tanto pessoal quanto profissional.

Aos amigos que a vida me proporcionou e que sempre estiveram presentes para compartilhar ideias, ouvir e aconselhar.

Ao meu companheiro de trabalho, Gabriel Luna, por aceitar trabalharmos nesse projeto de graduação desafiador juntos.

Ao Julio Cesar que imprimiu as peças em impressão 3D para o nosso trabalho e ao Luis Filipe por nos ter ajudado na realização dos testes.

Agradeço a todos os professores da UnB por toda troca de conhecimento e experiência. Em especial, agradeço ao meu orientador, professor Luis Augusto Veloso, por sempre estar disposto a nos ajudar, por ter aceitado nossa ideia de trabalho, sempre nos apoiando e nos dando todo o suporte necessário para prosseguirmos com o trabalho.

À Universidade de Brasília.

Juarez Rodrigues Martins Neto

RESUMO

O projeto Baja SAE visa o desenvolvimento dos estudantes a partir do desafio de projetar um protótipo de competição fora de estrada. Na competição, o veículo é submetido a uma série de avaliações estáticas e dinâmicas. Considerando que o sistema de suspensão é continuamente avaliado durante as provas da competição, torna-se imprescindível a confiabilidade do projeto e o correto dimensionamento de seus componentes. Para isso, é necessário o conhecimento dos esforços atuantes sobre o sistema.

Com isso, neste trabalho, foi realizada a obtenção experimental das deformações nos componentes do sistema de suspensão e dos deslocamentos dos amortecedores, a partir da realização de um ensaio denominado *drop test*, em que o protótipo da equipe Piratas do Cerrado foi erguido e solto sob diferentes alturas. Foi então elaborada duas metodologias para o cálculo da força de impacto pneu-solo, uma atreves das medições das deformações pelos extensômetros e outra através das medição dos deslocamento dos amortecedores.

Ao longo da elaboração da metodologia, houve a necessidade de se alterar a modelagem usada devido apresentarem resultados diferentes do esperado. Após uma investigação foi descoberta uma força horizontal atuante no pneu no momento do impacto, de modo a gerar tensões de sinal contrário na ponta de eixo em comparação aos da força vertical.

Após a realização dos cálculos, determinou-se as forças atuantes, obteve-se dados relativos ás forças atuantes no impacto através dos dois métodos descritos, de forma que os valores encontrados demonstraram uma progressão satisfatória com a altura, podendo ser analisado o comportamento da força em função da altura. Os valores encontrados por meio das deformações foram maiores que aqueles encontrados por meio dos deslocamentos do amortecedor.

PALAVRAS CHAVE: Suspensão, Instrumentação, Análise extensométrica, Extensômetros, Automóvel, Baja SAE.

ABSTRACT

The Baja SAE program aims at development of the students from the challenge of design an off-road prototype. In the competition, the vehicle goes through a number of dynamic and static tests. Considering that a suspension system is continuously evaluated during the competition, the reliability of the project becomes essential and correct sizing of its components. This way, it is necessary to know the forces acting upon the system.

In this work, experimental data of the deformations in the suspension system components and the displacements of the shock absorbers were obtained through a test called Drop Test. In this test, the prototype of the 'Piratas do Cerrado' team was lifted and dropped from different heights. Subsequently, two methodologies were developed to calculate the tire-ground impact force: one based on deformation measurements using strain gauges and another based on the measurements of the linear transducers displacements.

During the methodology development, it became necessary to modify the used modeling due to yielding different results from the expected ones. After investigation, a horizontal force acting on the tire at the moment of impact was discovered. This force generated stresses of opposite sign on the axle tip compared to the vertical force.

After performing the calculations, the acting forces were determined, and data regarding the forces at impact were obtained using the two described methods. The values obtained showed a satisfactory progression concerning the height, allowing the analysis of force behavior concerning height variations. The values achieved from the deformations were greater than those obtained from the linear transducers displacements.

KEYWORDS: Suspension, Instrumentation, Extensometry analysis, Extensometers, Vehicle, Baja SAE.

LISTA DE FIGURAS

2.1	<i>Drop Test</i> - Gráfico Carga x Tempo, Fonte: Lima (2011).....	7
3.1	Características construtivas de um pneu,Fonte: ECOFLEXPNEUS (2023).	10
3.2	Carcaça do Pneu,Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).	11
3.3	Banda de Rodagem,Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).	11
3.4	Pneu utilizado no protótipo,Fonte:Maxxis (2023).	11
3.5	Roda de alumínio,Fonte: ITPTIRES (2023).....	12
3.6	Cubo de Roda,Fonte: PEÇASVW (2022a).	13
3.7	Ponta de eixo do protótipo,Fonte: Autoria própria.	14
3.8	Pino mestre sem inclinação,Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).....	15
3.9	Pino mestre com inclinação,Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).	15
3.10	Caster,Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).	16
3.11	Amortecedor,Fonte: PEÇASVW (2022b).....	17
3.12	Molas automotivas,Fonte: NAKATA (2023).	17
3.13	Amortecedor utilizado no protótipo	18
3.14	Braço de suspensão protótipo, Fonte: Autoria própria	19
3.15	Eixo Rígido,Fonte: COUNTERMAN (2023).....	20
3.16	Geometria Duplo A, Fonte: CARBLOGINDIA (2020).....	21
3.17	Posição da massa suspensa e não suspensa, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012)...	24
3.18	Deslocamento da roda em uma curva, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).....	24
3.19	Inércia das massas suspensas sobre o centro de rolagem, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).....	25
3.20	Força de inercia devido as massas não suspensas, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).	26
3.21	Tipos de acoplamentos e suas respectivas reações de apoio, Fonte: HIBBELER (2012).....	28
3.22	Diagrama de tensão-deformação, Fonte: Norton (2013).....	29
3.23	Diagrama esquemático tensão-deformação mostrando a deformação elástica linear para ciclos de carga e descarga,Fonte: Callister e Soares (2008).	33
3.24	Exemplo de extensômetro, Fonte: Excel Sensor.	35
3.25	Mudança na resistência $\Delta R/R$ em função da deformação,Fonte: Dally, Riley e Kobayashi (1978).....	36
3.26	Ponte de Wheatstone,Fonte: Dally, Riley e Kobayashi (1978).....	37
3.27	Circuito a 1/4 de ponte, Fonte: Dally, Riley e Kobayashi (1978).....	38
4.1	Sistema de suspensão dianteiro do protótipo da equipe Piratas do Cerrado, Fonte: Software SolidWorks.	39
4.2	Componentes, Fonte: Software SolidWorks.....	39

4.3	Salto durante testes do protótipo, Fonte: De autoria própria.....	40
4.4	Força de reação no impacto pneu-solo, Fonte: Software SolidWorks.....	41
4.5	Metodologias de ensaio para medição da força de reação no impacto pneu-solo, Fonte: De autoria própria.....	41
4.6	Extensômetros na ponta de eixo, Fonte: De autoria própria.....	43
4.7	Numeração dos quadrantes da ponta de eixo para localizar extensômetros, Fonte: De autoria própria.....	43
4.8	Transdutor de deslocamento no amortecedor dianteiro esquerdo, Fonte: De autoria própria.....	45
4.9	Imagem retirada do <i>site</i> da Lynx Tecnologia referente ao modelo <i>ADS1800</i>	46
4.10	Linha de atuação da força de impacto, Fonte: De autoria própria.....	47
4.11	DCL esquemático da força no sistema ponta de eixo e manga, Fonte: De autoria própria.....	47
4.12	Esquema de validação, Fonte: De autoria própria.....	48
4.13	Sistema utilizado para validação, Fonte: De autoria própria.....	48
4.14	Sistema de cordas para fixação, Fonte: De autoria própria.....	49
4.15	Estrutura do ensaio, Fonte: De autoria própria.....	50
4.16	Extensômetros e transdutores conectados aos módulos e calibrados, Fonte: De autoria própria.....	50
4.17	Protótipo erguido, Fonte: De autoria própria.....	51
4.18	Regulagem de ângulo, Fonte: De autoria própria.....	52
4.19	Diferença de orientação da manga de eixo, Fonte: De autoria própria.....	52
4.20	Flexão Pura, Fonte: Norton (2013).	53
4.21	Ensaio na MTS e gráfico de Força x Deslocamento do amortecedor, Fonte: Equipe Piratas do Cerrado.....	54
4.22	Curvas para retirada de amortecimento, Fonte: Equipe Piratas do Cerrado.....	54
4.23	DCL para cálculo de F_v , Fonte: De autoria própria.....	55
4.24	Força horizontal e momento atuantes, Fonte: De autoria própria.....	56
4.25	DCL da nova modelagem, Fonte: De autoria própria.....	57
4.26	DCL com F_H , Fonte: De autoria própria.....	57
5.1	Deformação ponta de eixo após queda a 300 mm.....	59
5.2	Deformação ponta de eixo após queda a 600 mm.....	59
5.3	Deformação ponta de eixo após queda a 900 mm.....	60
5.4	Dispersão das deformações médias de E1.....	61
5.5	Dispersão das deformações médias de E4.....	61
5.6	Dispersão das deformações médias de D3.....	61
5.7	Dispersão das deformações médias de D2.....	61
5.8	Dispersão das deformações médias de D1.....	61
6.1	Dispersão dos deslocamentos médios de trans-dir.....	63
6.2	Dispersão dos deslocamentos médios de trans-esq.....	63

6.3	Velocidade de compressão em ensaio a 300 mm.....	64
6.4	Velocidade de compressão em ensaio a 600 mm.....	65
6.5	Velocidade de compressão em ensaio a 900 mm.....	65
6.6	Compressão do amortecedor em ensaio a 300 mm.....	66
6.7	Compressão do amortecedor em ensaio a 600 mm.....	66
6.8	Compressão do amortecedor em ensaio a 900 mm.....	66
6.9	Posição da suspensão para construção do D.C.L.....	67

LISTA DE TABELAS

2.1	Dados do ensaio, Fonte: Reffatti (2015).....	6
4.1	42
4.2	Tabela com a nomenclatura dos extensômetros.	44
4.3	Propriedades - Ponta de Eixo.....	48
4.4	Deformações ($\mu\text{m}/\text{m}$) medidas.....	49
4.5	Tabela com os canais de cada extensômetro.....	51
4.6	Pressões Pneu e Amortecedor.	51
4.7	Nomenclaturas do DCL para cálculo de F_v	55
4.8	Deformações ($\mu\text{m}/\text{m}$) medidas pelos extensômetros D1 e D3.....	55
4.9	Comparação de deformações ($\mu\text{m}/\text{m}$) com e sem vaselina.....	56
5.1	Deformações ($\mu\text{m}/\text{m}$) extensômetro E1 e E4	60
5.2	Deformações ($\mu\text{m}/\text{m}$) extensômetros D1, D2 e D3.....	60
5.3	Deformações ($\mu\text{m}/\text{m}$) corrigidas	62
5.4	Forças atuantes na suspensão.....	62
6.1	Deslocamentos (mm) dos transdutores	63
6.2	Velocidade de compressão e compressão do amortecedor	67
6.3	Força exercida pelo conjunto mola-amortecedor.....	67
6.4	Tabela com parâmetros para sistema linear.....	68
6.5	Forças atuantes na suspensão.....	68
7.1	Forças atuantes na suspensão - Deformação Ponta de Eixo.....	69
7.2	Forças atuantes na suspensão - Compressão Amortecedor.....	69

LISTA DE ABREVIACOES E SIGLAS

OEM	<i>Original Equipment Manufacturer</i>
SUV	<i>Sport Utility Vehicle</i>
CG	Centro de Gravidade
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
PG1	Projeto de Graduação 1
PG2	Projeto de Graduação
PSD	<i>Power Spectral Density</i>
MFLE	Mecânica da Fratura Linear Elástica
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
SWT	Smith, Watson e Topper
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
GF	<i>Gauge Factor</i>
D.C.L	<i>Diagrama de Corpo Livre</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

σ	Tensão	[MPa]
E	Módulo de Elasticidade	[MPa]
ε_a	Deformação transversal	[1]
ε_t	Deformação axial	[1]
ε	Deformação resultante	[1]
R	Resistência Elétrica	[Ω]
ρ	Massa específica	[$\frac{Kg}{m^3}$]
L	Comprimento	[m]
ν	Coefficiente de Poisson	[1]
d₀	Diâmetro inicial	[m]
d_f	Diâmetro final	[m]
S_A	Sensibilidade do metal	[1]
S_g	Fator de sensibilidade do extensômetro	[1]
V	Tensão da fonte de excitação	[V]
E	Tensão de saída	[V]
ΔE	Variação da tensão de saída	[V]
A	Amplitude da onda	[m]
ω	número de onda	[ciclos/m]
X	Distância ao longo da rodovia	[m]
T	Tempo	[s]
F_c	Força Centrífuga	[N]
W	Força peso da massa não suspensa	[N]
v	Velocidade do veículo	[m/s]
g	Aceleração da gravidade	[$\frac{m}{s^2}$]
ρ_0	Raio da curva	[m]
μ_s	Coefficiente de atrito	[1]
ΔG	Variação da carga entre as rodas	[N]
h	Altura do centro de gravidade da massa suspensa	[m]
t	Bitola do eixo em análise	[m]
G	Força peso atuante sobre o eixo em estudo	[N]
K	Rigidez do sistema de suspensão	[N/m]
y₁	Altura do centro de rolagem	[m]
l	Entre eixos	[m]
b	Distância do centro de gravidade das massas suspensas ao eixo oposto ao estudado	[m]
W_n	Força peso devido massa não suspensa	[N]
r_p	Raio do pneu	[m]

y_2	Altura do polo de rotação da suspensão	[m]
j	Braço de momento devido do pino mestre	[mm]
τ	Angulo de inclinação do pino mestre	[grau]
β	Angulo de inclinação do <i>caster</i>	[grau]
E_p	Energia potencial	[J]
E_c	Energia cinética	[J]
Q	Quantidade de movimento	$[m \cdot \frac{m}{s}]$
I	Impulso	$[N \cdot T]$
M	Momento atuante	$[N \cdot T]$
c	Distância da linha neutra	[m]
I	Momento de Inércia	$[mm^4]$
d	braço de alavanca	[m]
u	Descolamento do sistema Mola-Amortecedor	[m]
\dot{u}	Velocidade do sistema Mola- Amortecedor	$[\frac{m}{s}]$
F_{amort}	Força no Conjunto mola-amortecedor	[N]
F_{visc}	Força devido o amortecimento	[N]
F_{av}	Componente vertical da Força de Amortecimento	[N]
F_{ah}	Componente horizontal da Força de Amortecimento	[N]
F_V	Força Vertical no Pneu	[N]
F_H	Força Horizontal no Pneu	[N]
M_H	Momento decorrente de F_H na ponta de eixo	[N]
A_x	Reação Horizontal na orelinha A	[N]
A_y	Reação Vertical na orelinha A	[N]
B_x	Reação Horizontal na orelinha B	[N]
B_y	Reação Vertical na orelinha B	[N]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	3
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	3
1.2	MOTIVAÇÃO	3
1.3	OBJETIVOS	4
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	10
3.1	SISTEMA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO	10
3.1.1	COMPONENTES	10
3.1.2	GEOMETRIAS DE SUSPENSÃO	19
3.2	CARREGAMENTOS PROVENIENTES DA PISTA	21
3.2.1	CARREGAMENTOS VERTICAIS	21
3.2.2	CARREGAMENTOS LATERAIS	22
3.3	MECÂNICA DOS MATERIAIS	27
3.3.1	FORÇAS E REAÇÕES ENVOLVIDAS NAS ESTRUTURAS	27
3.3.2	TIPOS DE APOIO E REAÇÕES	27
3.3.3	TENSÃO	28
3.3.4	DEFORMAÇÃO	29
3.3.5	CARGAS AXIAIS	30
3.3.6	FLEXÃO	30
3.4	DROP TEST	31
3.4.1	CÁLCULO ESTIMATIVO DA FORÇA DE REAÇÃO PNEU / SOLO	31
3.5	EXTENSOMETRIA	32
3.5.1	TIPOS DE EXTENSÔMETROS	33
3.5.2	PRINCÍPIOS OPERACIONAIS	35
3.5.3	CIRCUITO A 1/4 DE PONTE	37
4	METODOLOGIA	39
4.1	ANÁLISE DA SUSPENSÃO DO PROTÓTIPO	39
4.2	ENSAIO DE IMPACTO DO PROTÓTIPO REAL	40
4.3	MEDIÇÃO DA DEFORMAÇÃO NA PONTA DE EIXO	41
4.4	MEDIÇÃO DO DESLOCAMENTO DO AMORTECEDOR	44
4.4.1	TRANSDUTORES LINEARES	44
4.4.2	AQUISIÇÃO DE DADOS	45
4.4.3	CALIBRAÇÃO	46

4.5	VALIDAÇÃO DO MODELO DE CÁLCULO - EXTENSOMETRIA	46
4.6	ESTRUTURA DO <i>Drop Test</i>	49
4.7	PROCEDIMENTO DE CÁLCULO	53
4.7.1	EXTENSOMETRIA	53
4.7.2	TRANSDUTORES	53
4.8	RESULTADOS PRELIMINARES	55
4.8.1	SOLUÇÃO DE ANÁLISE	56
5	DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS A PARTIR DAS DEFORMAÇÕES DA PONTA DE EIXO	59
5.1	DEFORMAÇÕES MEDIDAS NAS PONTAS DE EIXO	59
5.1.1	GRÁFICOS DE DISPERSÃO DAS DEFORMAÇÕES MÉDIAS NAS PONTAS DE EIXO	61
6	DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS A PARTIR DOS DESLOCAMENTOS DOS AMORTECEDORES	63
6.1	DESLOCAMENTOS DOS AMORTECEDORES	63
6.1.1	GRÁFICOS DE DISPERSÃO DOS DESLOCAMENTOS MÉDIOS NOS TRANS- DUTORES LINEARES	63
6.2	DETERMINAÇÃO DO INSTANTE DE MAIOR ESFORÇO	63
6.3	DETERMINAÇÃO DO ESFORÇO NO AMORTECEDOR	64
6.4	COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS	68
7	CONCLUSÃO	69
7.1	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS	70
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade (SAE), com o intuito de fomentar a criatividade e desenvolvimento profissional dos estudantes de engenharia durante o período de graduação, organiza programas estudantis que objetivam o desenvolvimento de tais competências por meio de competições.

Um dos programas propostos é o Baja SAE BRASIL, onde os estudantes lidam com um problema real de engenharia, o desenvolvimento de um protótipo de um veículo *off-road*. O programa propõe que os estudantes projetem, fabriquem e testem seu veículo que competirá contra outras universidades de todo o país nas competições Baja SAE Brasil, sendo a Universidade de Brasília representada pela equipe Piratas do Cerrado.

A competição é composta por avaliações estáticas e dinâmicas, sendo a primeira formada pelo relatório e apresentação de projeto. As avaliações dinâmicas são compostas por provas em que o veículo é testado em um terreno fora de estrada com o objetivo de testar a performance do protótipo nas mais adversas condições e avaliar sua capacidade dinâmica e resistência, nas provas de frenagem, aceleração, suspensão, manobrabilidade e enduro de resistência.

O enduro de resistência é a prova de maior peso na competição, representando 40% da pontuação final. Nesta prova, o veículo percorre um circuito extremamente acidentado durante o período de quatro horas e recebe pontuação proporcional à quantidade de voltas completadas. Desta forma, para que a equipe possua uma boa classificação geral, é necessário que o veículo percorra a maior quantidade de voltas possíveis resistindo aos esforços vindos dos obstáculos sem que nenhum componente falhe, consolidando a confiabilidade como uma das prioridades do projeto.

Dentre os desafios enfrentados pelos estudantes no programa BAJA SAE, estão as limitações de fabricação enfrentadas, como disponibilidade de equipamentos, tempo e orçamento. Durante o projeto, os estudantes enfrentam obstáculos na gestão desses recursos e na busca por soluções econômicas que não comprometam a qualidade e o desempenho dos componentes.

1.2 MOTIVAÇÃO

Considerando as condições adversas em que as provas dinâmicas das competições BAJA SAE são realizadas e o fato de que essas exigem muito dos componentes mecânicos do veículo, nota-se que, para alcançar uma boa colocação geral no desafio proposto pela competição, é necessário garantir a confiabilidade dos componentes do protótipo.

Tendo o projeto estrutural dos componentes como um dos principais problemas de engenharia envolvidos no desenvolvimento do protótipo, os estudantes responsáveis pela concepção das peças se deparam com a dificuldade de obtenção das cargas impostas sobre o veículo durante as provas.

As condições de carregamento, como impactos, vibrações, torções e cargas cíclicas são de complexa análise, principalmente quando levado em consideração o tipo de terreno em que o veículo deve transitar. Frequentemente, as equipes buscam soluções computacionais para determinar essas cargas, porém, devido sua complexidade esse tipo de solução exige aproximações que podem afetar a precisão dos resultados.

Desta forma, este trabalho se motiva na necessidade de melhoria no método de dimensionamento do sistema de suspensão, visando aumentar a confiabilidade do protótipo a partir da aquisição de dados coletados experimentalmente dos esforços atuantes sobre a suspensão do veículo.

Os carregamentos medidos podem alimentar simulações numéricas para dimensionar novos componentes da suspensão do protótipo sendo possível realizar análises estáticas e de fadiga. Desta forma, os componentes projetados poderão estar mais adequados às condições reais a qual o protótipo é submetido, evitando a ocorrência de falhas.

1.3 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo geral a realização de testes experimentais envolvendo o protótipo da Equipe Piratas do Cerrado, visando a obtenção de esforços estáticos, decorrentes do contato pneu-solo.

Os objetivos específicos do trabalho são determinar os esforços atuantes na suspensão do protótipo por meio de dois métodos, a deformação da ponta de eixo e o deslocamento do amortecedor, ambos quando o veículo é solto a uma determinada altura.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

A estrutura deste trabalho é apresentada em cinco capítulos:

- No **primeiro capítulo**, é feita uma introdução quanto ao assunto a ser desenvolvido com a motivação do estudo e seus objetivos relacionados.
- No **segundo capítulo**, consta uma revisão bibliográfica sobre os assuntos abordados neste trabalho.
- No **terceiro capítulo**, é abordada uma fundamentação teórica acerca da dinâmica veicu-

lar envolvida no estudo, da instrumentação com base na extensometria e na mecânica dos materiais.

- No **quarto capítulo**, é feito o desenvolvimento da metodologia do ensaio para obtenção dos esforços impostos no protótipo.
- No **quinto e sexto capítulos**, são apresentados os resultados.
- No **sétimo capítulo**, é apresentada a conclusão do trabalho e as sugestões de trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em relação aos objetivos propostos, foram usados como referência, ensaios de impacto em protótipos BAJA e fórmula SAE. As referências detalham a metodologia, instrumentação, tratamento de dados e conclusões acerca dos resultados.

Reffatti (2015) conduziu uma análise das forças operantes na suspensão, empregando métodos computacionais e experimentais. Isso foi realizado utilizando o software *LOTUS SUSPENSION ANALYSIS VERSION 5.03*, procedimentos de *drop test* (teste de queda), equacionamentos e revisões de estudos similares, focando na suspensão frontal de um veículo do Baja Sinuelo da Faculdade de Horizontina.

A identificação das forças em ação no sistema de suspensão foi efetuada por meio de uma simulação de queda, na qual o veículo foi submetido a uma queda livre de uma altura específica. O propósito foi analisar os esforços que afetam os componentes da suspensão. A intenção dessas medições é comparar o modelo de suspensão do veículo com o modelo construído no software, buscando, assim, desenvolver um projeto que leve a resultados superiores na avaliação da competição organizada pela SAE.

As estimativas de cálculo realizadas no software *LOTUS* para a força máxima se alinharam de forma próxima aos resultados obtidos no *drop test*, nos cálculos realizados e nos valores de esforços encontrados na literatura especializada. Esse alinhamento validou a metodologia utilizada no estudo.

Tabela 2.1: Dados do ensaio, Fonte: Reffatti (2015).

Altura de queda	1 m
Deslocamento do sistema mola-amortecedor	73 mm
Distribuição de massa	40% dianteira e 60% traseira
Massa do Veículo	240 kg
Tempo de impacto	310 ms (valor obtido via estudo de filmagem)
Resultado da força de contato pneu-solo	740,5 N

Lima (2011) examinou a viabilidade de substituir o braço inferior da suspensão dianteira do protótipo BAJA SAE da Equipe Piratas do Vale da Universidade Paulista, Campus Guaratinguetá, atualmente construído em aço, por uma nova peça feita de compósito de fibras de carbono. A elaboração da nova geometria teve como objetivo principal alcançar o melhor desempenho possível para o componente, ao mesmo tempo que mantinha a facilidade de fabricação. Para realizar essa análise, foram empregadas ferramentas de modelagem 3D e simulações computacionais por meio do método dos elementos finitos.

A primeira fase deste estudo consistiu na realização de cálculos estimativos da força máxima no ponto de contato entre o pneu e o solo, considerando a aterrissagem do protótipo após um

salto de um metro de altura. Isso incluiu ensaios de *drop test* em laboratório com o veículo atual, modelagem 3D do braço inferior da suspensão dianteira existente, simulação em elementos finitos desse modelo e análise das áreas críticas. Após a avaliação completa do componente atual, foi concebida e simulada uma nova geometria para a peça em estudo, visando reduzir sua massa e introduzir inovação tecnológica por meio da utilização de materiais compósitos.

Com a execução desse estudo, Lima (2011) alcançou uma redução de 25,15% na massa do componente, mantendo a resistência mecânica necessária para garantir um desempenho adequado quando submetido a solicitações mecânicas.

No gráfico 2.1, Lima (2011) mostra o resultado obtido do ensaio do *drop test*.

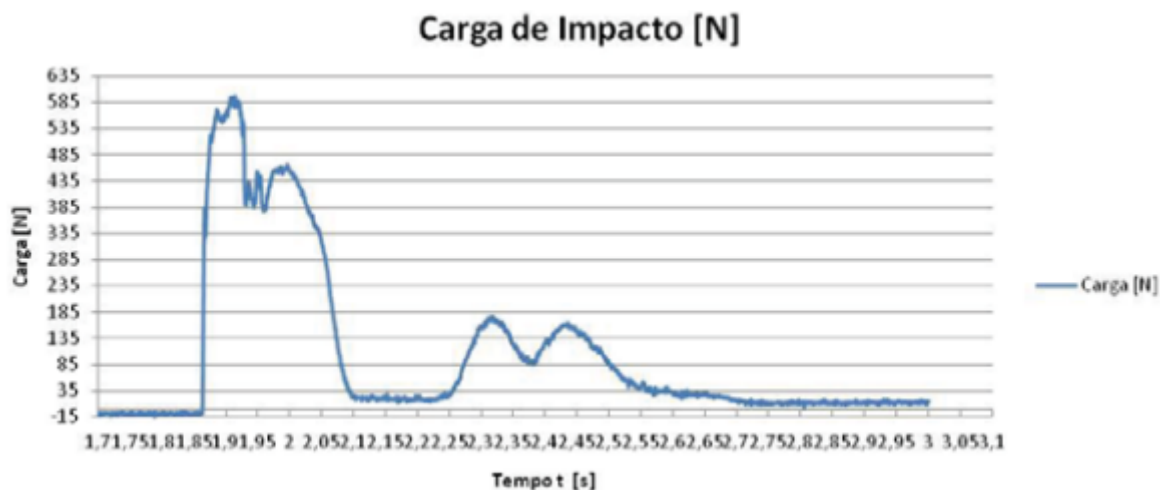


Figura 2.1: *Drop Test* - Gráfico Carga x Tempo, Fonte: Lima (2011).

No início do trabalho de (Lima, 2011), houve a necessidade de estimar a força de impacto, foi necessário adotar o tempo de impacto para viabilizar os cálculos. Após realizar o ensaio e obter o tempo real de impacto (250ms), parâmetro bastante característico de cada sistema em análise, foi possível recalcular a força máxima de reação teórica a fim de comparar com a força medida na célula de carga.

Comparando a força estimada corrigida (702 N) com a força medida no ensaio (595 N), obtemos uma diferença de 15,2%.

(Yan, 2011) realizou os estudos de fadiga e dano acumulado da manga de eixo da equipe POLI BAJA a partir de uma análise de elementos finitos. Foram realizados ensaios experimentais para determinar os carregamentos atuantes sobre o sistema de suspensão e assim alimentar as simulações. Os esforços atuantes foram obtidos a partir de um sensor de deslocamento acoplado ao amortecedor e os resultados do equipamento permitiram determinar a força de impacto do pneu com o solo.

Devido à dificuldade de determinar matematicamente e com precisão os esforços atuantes sobre a suspensão de um veículo BAJA, (Augustine et al., 2016) realizaram testes em campo com o intuito de identificar os carregamentos atuantes no protótipo. (Augustine et al., 2016) optaram

então por instrumentar com extensômetros o conjunto de suspensão do veículo, transformando os próprios componentes em uma célula de carga. Os esforços determinados experimentalmente foram usados para alimentar simulações em elementos finitos. Suas análises mostraram que seria possível reduzir a espessura de parede dos braços de suspensão para o projeto seguinte, proporcionando uma redução de 28 % da massa do componente.

Na indústria automotiva se faz necessário conhecer as cargas atuantes no centro da roda para realizar análises de durabilidade dos componentes do veículo. Na prática as *Original Equipment Manufacturer* (OEM) realizam a medição direta dos esforços durante uma série de testes em campo. Alguns dos instrumentos de medida são caros, intrusivos e complexos de instalar, sendo atraente encontrar outras maneiras de medir essas cargas. Pensando nisso (Risaliti et al., 2018) propõe realizar as medições dos esforços de forma virtual a partir de danos coletados por sensores menos invasivos.

A coleta de dados foi realizada em uma banca de testes onde é possível fixar uma suspensão do tipo McPherson. O dispositivo é equipado com um shaker hidráulico capaz de reproduzir as cargas operacionais da estrada. A instrumentação foi composta por uma célula de carga posicionada na manga de eixo, e mais 34 extensômetros distribuídos pela manga de eixo e braço de suspensão. Para a modelagem virtual do sistema foi utilizado um modelo multicorpo flexível. As cargas externas obtidas pela célula de carga foram aplicadas no centro da roda do modelo. Para a comparação entre as deformações sofridas pelo modelo virtual e as observadas pelos extensômetros foi realizada uma seleção dos sensores mais relevantes para o estudo, desconsiderando por exemplo extensômetros que captaram uma deflexão menor que 1 micrometro. Ao final do trabalho (Risaliti et al., 2018) concluíram que o modelo virtual apresentou alta precisão quando comparado com o obtido experimentalmente.

Os programas estudantis propostos pela SAE colaboram com o desenvolvimento do estudante de engenharia a partir da aplicação de problemas reais. Movidos por essa proposta (Brito e Nigri, 2021) desenvolveram um conjunto de mangas de eixo para serem aplicadas no cenário competitivo da Fórmula SAE. Inicialmente foi desenvolvido um modelo em CAD do componente e posteriormente foi realizada uma análise em MEF do mesmo. Após a fabricação dos componentes foram realizados ensaios experimentais, fazendo uso de extensômetros, para validar a análise feita em MEF. Para o desenvolvimento das mangas de eixo primeiramente foram analisados os possíveis materiais a serem utilizados, tendo como escolha o alumínio 7075 - T6. Para concepção da geometria do foram levados em consideração os pontos de fixação dos braços de suspensão, pinça de freio e barra de direção bem como o acoplamento dos rolamentos do cubo de roda.

A análise em MEF foi realizada tomando como carregamentos os esforços, calculados matematicamente, que atuam sobre os pontos de fixação dos braços de suspensão superior e inferior, pontos de fixação da pinça de freio e barra de direção. Para os cálculos dos carregamentos foram levados em consideração dois cenários, o veículo executando uma frenagem e uma curva. O ensaio experimental visou aplicar uma carga mensurável sobre o cubo de roda do veículo. A carga foi medida a partir de uma célula de carga fixada no ponto de aplicação do esforço. Para validar

as simulações foram posicionados extensômetros na manga de eixo, braços de suspensão e vara de compressão e desta forma comparar os resultados experimentais com os da simulação.

Após análise dos resultados percebeu-se grande discrepância entre as tensões experimentais e analíticas sofridas pela manga de eixo. Tal discrepância foi justificada pelo uso de uma roseta não ideal e devido o processo de colagem. Para o braço de suspensão superior houve um erro médio de 32%, associado as baixas deformações presentes no componente de ruídos devido a excitação do sistema. Para o braço de suspensão inferior e vara de compressão foram observados erros de 6% e 11% respectivamente. Após a conclusão do trabalho (Brito e Nigri, 2021) recomendam a utilização de uma roseta do tipo estrela para determinar as tensões atuantes sobre a manga de eixo e realizar análise numérica e experimental de todo o conjunto de suspensão do protótipo.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo é voltado à apresentação detalhada dos princípios teóricos utilizados e envolvidos no projeto de componentes mecânicos automotivos, bem como a teoria por trás da instrumentação necessária para a acurácia das condições de contorno do projeto, a fim de abarcar os objetivos do trabalho em questão.

3.1 SISTEMA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO

O sistema de suspensão e direção do protótipo tipo BAJA SAE desempenha papéis cruciais para a segurança, performance e conforto do veículo em condições off-road. O sistema é responsável por absorver os impactos e as vibrações causados pelas irregularidades do terreno, permitindo que as rodas mantenham o contato adequado com o solo, melhorando a capacidade de tração em terrenos acidentados e em curvas, além de ser responsável pela estabilidade direcional do veículo em curvas permitindo o máximo controle durante sua execução.

Em seguida, serão apresentados detalhadamente os componentes que fazem parte do sistema de suspensão.

3.1.1 Componentes

Pneus

Os pneus são os elementos responsáveis pela interação entre o veículo e o solo. A partir deles, a potência gerada no motor é transferida ao solo e os comandos impostos pelo condutor ao volante são capazes de direcionar o automóvel.

Segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), as principais partes constituintes de um pneu são a carcaça, que compõe sua estrutura rígida, e a banda de rodagem, que ao entrar em contato com o solo reage aos esforços verticais, laterais e longitudinais.



Figura 3.1: Características construtivas de um pneu, Fonte: ECOFLEXPNEUS (2023).

A carcaça deve ser capaz de suportar o peso do veículo e a pressão interna causada pelo ar que infla o pneu sem sofrer grandes deformações. Ela é normalmente constituída por lonas envoltas em borracha vulcanizada, de modo a formarem um único elemento.

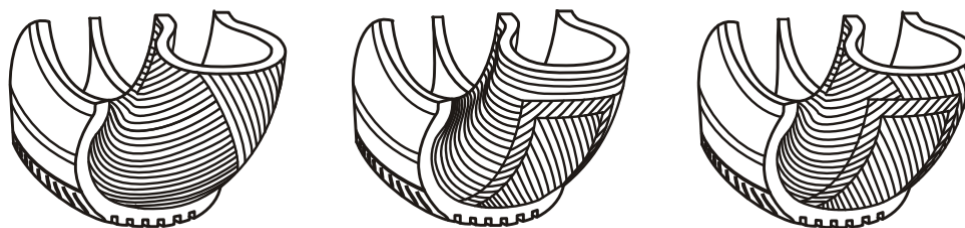


Figura 3.2: Carcaça do Pneu, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

A banda de rodagem procura gerar o máximo de aderência nas mais variadas circunstâncias, sendo a responsável por suportar os esforços longitudinais, aceleração e frenagem, e os esforços laterais, gerados quando o veículo realiza uma curva.

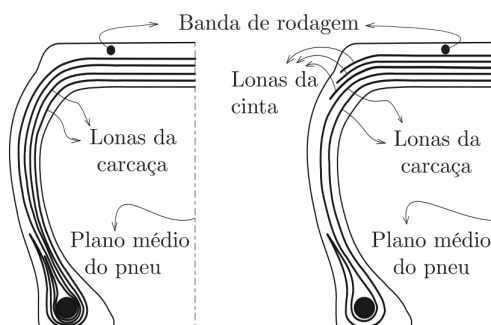


Figura 3.3: Banda de Rodagem, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

Os pneus utilizados pela equipe são da fabricante Maxxis, modelo RAZR 2. Este pneu possui 6 lonas dispostas no sentido diagonal, que fornecem maior capacidade de atenuação de vibrações devido a disposição de suas lonas.



Figura 3.4: Pneu utilizado no protótipo, Fonte: Maxxis (2023).

Rodas

Segundo Jazar (2008) as rodas são elementos com formato circular desenvolvidos com o intuito de facilitar o transporte de carga, rotacionando através de um eixo que passa em seu centro. Nos veículos, são parte essencial do sistema de suspensão e direção por permitir a montagem do pneu, suportar o peso de veículo e permitir a fixação do cubo de roda.

As rodas frequentemente são fabricadas em ligas metálicas principalmente aço e alumínio, mas também podem ser encontradas em magnésio, quando é necessário que esse componente seja leve. A roda possui furos para permitir a fixação ao cubo de roda por meio de parafusos.



Figura 3.5: Roda de alumínio, Fonte: IPTTIRES (2023).

As rodas utilizadas no protótipo são da fabricante ITP Tires, modelo SS112 Sport confeccionada em alumínio fundido com massa aproximada de 2,8 kg.

Cubo de Roda

O cubo de roda fornece um ponto de fixação seguro entre a roda e a ponta de eixo, sendo normalmente fabricado em liga metálica. Quando o sistema de freios do veículo é do tipo *out-board*, o cubo de roda permite a fixação do disco ou tambor de freio, o que permite também a fixação da roda e dos demais elementos girantes ligados à roda do veículo como, por exemplo, a homocinética nos eixos, cuja potência do motor é enviada às rodas.

O componente possui um orifício central para acomodar a ponta de eixo juntamente aos rolamentos que permitem a rotação suave do conjunto.



(a) Cubo de roda comercial. Fonte: PEÇAHOJE (2023)



(b) Cubo de roda usinado em alumínio. Fonte: PIRATAS DO CERRADO

Os cubos de roda utilizados no protótipo são projetados pela equipe e fabricados em alumínio 7075-T6 por meio de usinagem CNC.

Ponta de Eixo

Ponta de eixo é o componente de suporte do cubo de roda. Quando posicionado no eixo motriz do veículo, esta é responsável por transmitir o torque e potencia para o cubo de roda e consequentemente para as rodas.



Figura 3.6: Cubo de Roda, Fonte: PEÇASVW (2022a).

As pontas de eixo presentes no protótipo são desenvolvidas pela equipe e usinadas por meio do torneamento. As peças são fabricadas em aço 4340 para conferir maior confiabilidade ao conjunto.



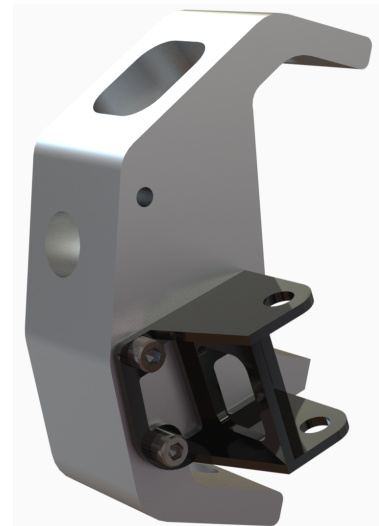
Figura 3.7: Ponta de eixo do protótipo, Fonte: Autoria própria.

Manga de Eixo

Elemento responsável por dar suporte ao cubo de roda e, conseqüentemente, a todo o conjunto pneu e roda. Além disso, a manga de eixo é o elemento de ligação entre a suspensão e o chassi do veículo. Em determinadas geometrias de suspensão, a manga de eixo, também é fixada o conjunto mola amortecedor. A manga de eixo também possui local para fixação de uma das extremidades da barra de direção, desta forma, quando o motorista movimenta o volante, as rodas respondem aos seus comandos.



(a) Manga de Eixo comercial. Fonte: PEÇASVW (2022a)



(b) Manga de Eixo usinada em alumínio. Fonte: PIRATAS DO CERRADO

Componente crucial para um bom desempenho em curva, sobre a manga de eixo são aplicados os ângulos de pino mestre e caster.

Segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) pino mestre é o eixo em torno do qual a roda gira para esterçar. Ainda segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), no início da indústria automotiva o pino mestre era vertical. Com isso o braço de momento j era grande o suficiente para causar um torque que comprometia qualidade da direção. Desta forma, manter a roda em uma mesma posição enquanto o veículo estava em movimento passava a ser uma tarefa desagradável para o motorista.

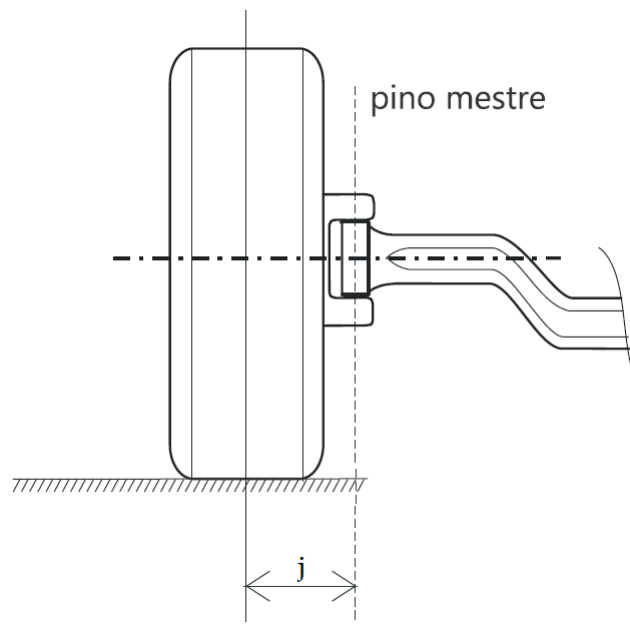


Figura 3.8: Pino mestre sem inclinação, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

Visando contornar o problema, se passou a inclinar este eixo, chamando-o de ângulo de pino mestre. Essa inclinação torna menor o braço de momento, reduzindo o esforço ao volante.

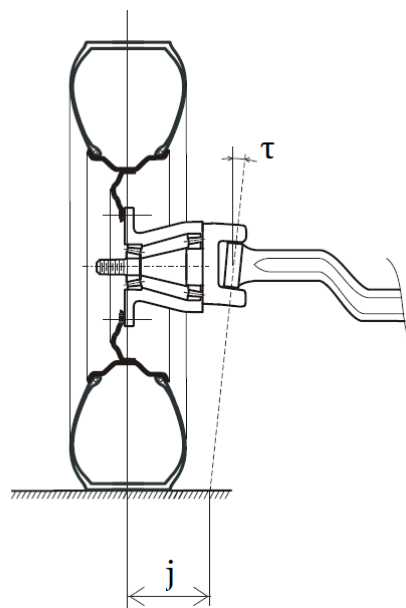


Figura 3.9: Pino mestre com inclinação, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

Segundo Gillespie (2021), *caster* é a inclinação do eixo de rotação da roda ao longo do plano longitudinal do veículo. Quando o prolongamento desse eixo, até o chão, fica à frente do centro de contato do pneu, dizemos que o *caster* é positivo.

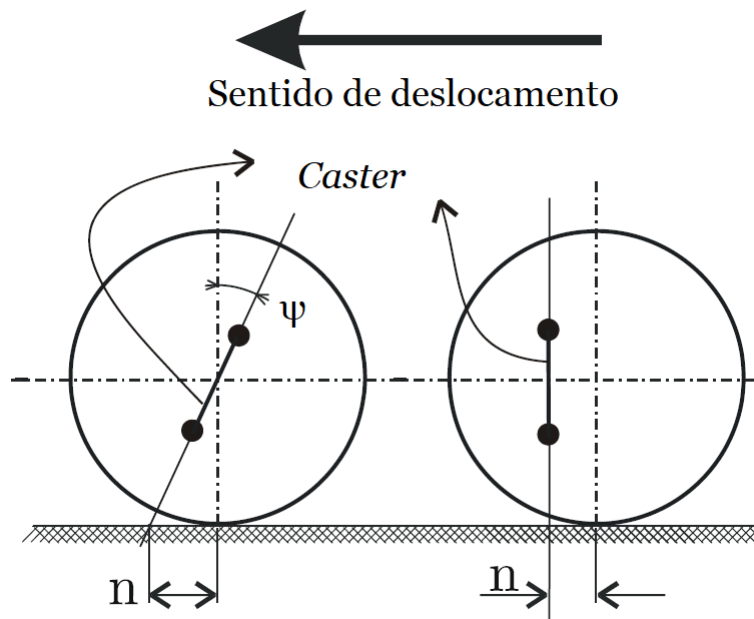


Figura 3.10: Caster, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) afirma que em veículos de tração traseira, um caster positivo faz com que o ponto de rotação da roda esteja à frente do centro de contato do pneu com a solo. Como resultado, a resistência ao rolamento tende a alinhar a roda na direção do deslocamento do veículo. Isso contribui para uma maior estabilidade e controle direcional em altas velocidades.

As mangas de eixo utilizadas no protótipo são projetadas pela equipe e fabricadas em alumínio 7075-T6. As peças são fabricadas por meio de fresadoras CNC.

Amortecedores

Para que a suspensão de um veículo consiga exercer seu papel, é necessário que hajam elementos capazes de absorver os esforços que chegam até as rodas, bem como retornar o conjunto à sua posição original.

Os elementos mecânicos responsáveis por dissipar a força que chega às rodas são denominados amortecedores. Em conjunto com as molas, eles minimizam as oscilações e as vibrações causadas pelas irregularidades da superfície.



Figura 3.11: Amortecedor, Fonte: PEÇASVW (2022b).

Os amortecedores mais usualmente utilizados consistem em um cilindro com um pistão interno. À medida que a roda se move para cima e para baixo, o pistão do amortecedor comprime o fluido hidráulico ou a gás dentro do cilindro, criando uma resistência que absorve e dissipa a energia do movimento. Isso ajuda a manter o contato adequado dos pneus com o solo, melhorando a estabilidade, a tração e a segurança do veículo.

A componente de força devido o amortecimento viscoso pode ser representado por:

$$F_{visc} = c \cdot \dot{u} \quad (3.1)$$

Mola

As molas são elementos mecânicos flexíveis que armazenam energia potencial ao sofrerem algum tipo de deformação e liberam essa energia de forma a retornar para a posição inicial.



Figura 3.12: Molas automotivas, Fonte: NAKATA (2023).

Geralmente fabricadas em ligas de aço, esses componentes podem assumir diferentes formas e configurações, dependendo da aplicação e dos requisitos do projeto. Segundo Genta e Morello (2009), os primeiros tipos de molas adotados pela indústria para equipar um automóvel foram os feixes de molas, constituídos por várias lâminas metálicas empilhadas uma sobre as outras. Atualmente, o tipo de mola mais usado em automóveis é a mola helicoidal, sendo relativamente usual também utilizar molas pneumáticas, principalmente em veículos de alto desempenho.

A componente de força devido a rigidez para molas que seguem a lei de Hooke pode ser expressa como:

$$F_{mola} = k \cdot u \quad (3.2)$$

Os conjuntos mola-amortecedor utilizados no protótipo são da fabricante Fox, modelo Float 3. O conjunto em questão é montado em um único componente que contém as funções de mola e amortecedor. A rigidez do componente é controlada por uma câmara de ar que pode ser pressurizada por uma bomba manual, desta forma o controle da rigidez é realizado aumentando ou diminuindo a pressão dentro da câmara.



Figura 3.13: Amortecedor utilizado no protótipo

Braços de Suspensão

Segundo Milliken, Milliken e Metz (1995), os braços de suspensão, também conhecidos como bandejas, têm como objetivo controlar o movimento das rodas em relação à carroceira em um trajeto definido. Desta forma, o sistema de suspensão pode se mover verticalmente para absorver os impactos do terreno enquanto o condutor controla o direcionamento das rodas.

Os braços são fixados ao chassi por meio de elementos rotulares para permitir seu movimento oscilatório. A outra extremidade dos braços normalmente é fixa à manga de eixo por meio de juntas esféricas, trabalhando assim com os graus de liberdade de movimento vertical e de rotação,

o que colabora para o funcionamento efetivo do sistema.

No protótipo os braços de suspensão são fabricados em aço 1020. Cada braço possui ao menos 5 peças distintas que são soldadas pro meio do processo MIG/MAG.



Figura 3.14: Braço de suspensão protótipo, Fonte: Autoria própria

3.1.2 Geometrias de Suspensão

Segundo Gillespie (2021), dentre as principais funções das geometrias de suspensão usadas em automóveis estão, entre outras, a capacidade de isolar o chassi das irregularidades do solo, a manutenção dos ângulos de cambagem e de direção corretos, mesmo com os desníveis do terreno e também a capacidade de resistir ao rolamento do chassi e manter os pneus em contato com o solo.

Além disso, outros fatores são consideradas no processo de concepção de uma geometria de suspensão, que incluem custo, massa, espaço para empacotamento do sistema, fabricação e facilidade de montagem. Desta forma, as suspensões geralmente são divididas em dois grupos: suspensões dependentes e suspensões independentes.

3.1.2.1 Eixo Rígido

De acordo com Gillespie (2021), eixo rígido é uma geometria de suspensão em que as rodas são posicionadas em cada extremidade de uma viga rígida, de modo que todo movimento vertical de uma roda é transmitido à roda oposta. Ele surgiu como um dos primeiros tipos de suspensão devido a sua simplicidade, sendo que hoje essa configuração é comumente usada no eixo traseiro de alguns SUVs e na maioria dos caminhões.

O eixo rígido também é rotineiramente usado na dianteira de caminhões pesados, em que é necessária uma alta capacidade de carga. Essa geometria têm a vantagem de não ser afetada pelo rolamento do chassi em uma curva. Além disso, o alinhamento das rodas é mantido com maior facilidade, minimizando o desgaste dos pneus. Segundo Reimpell, Stoll e Betzler (2001), as principais desvantagens das suspensões dependentes são o potencial limitado para ajuste preciso da cinemática, massa elevada e o movimento mútuo das rodas fixas ao eixo.



Figura 3.15: Eixo Rígido, Fonte: COUNTERMAN (2023).

3.1.2.2 Suspensão Independente

A suspensão independente tem como característica o movimento isolado de cada roda. Gillespie (2021) afirma que grande parte dos carros de passeio e caminhões leves utilizam suspensão independente no eixo dianteiro. Os principais motivos são: ter maior espaço para o motor, podendo colocá-lo mais próximo do chassi, abaixando assim o centro de gravidade (CG); maior capacidade de absorção das vibrações da direção; melhor controle do centro de rolagem do veículo e maior capacidade de absorver as imperfeições da pista.

Duplo A

A geometria de suspensão duplo A tem como característica conectar a roda do veículo ao chassi por meio de dois braços de suspensão sobrepostos. A geometria do braço se assemelha a letra A, dando origem ao nome duplo A. Essa configuração permite controle preciso do movimento vertical das rodas, maior capacidade de ajuste de camber e caster, melhorando a resposta da direção, e maior conforto de direção.

Essa geometria também permite melhor resposta às irregulares da pista e oferece ao piloto maior controle do veículo durante as curvas, contribuindo com a estabilidade e o desempenho do veículo.



Figura 3.16: Geometria Duplo A, Fonte: CARBLOGINDIA (2020).

3.2 CARREGAMENTOS PROVENIENTES DA PISTA

Gillespie (2021) afirma que dinâmica veicular refere-se ao estudo dos princípios e forças envolvidas no controle de um veículo. Tal estudo pode ser abordado de forma empírica, com base na experiência e em teste, ou de forma analítica, usando modelos matemáticos e princípios da física para descrever o comportamento do veículo.

Ao estudar a dinâmica veicular, os engenheiros e pesquisadores buscam compreender como diferentes parâmetros e configurações afetam o desempenho e o comportamento dos veículos.

3.2.1 Carregamentos Verticais

Segundo Gillespie (2021), a irregularidade da estrada abrange diversos aspectos, desde buracos resultantes de falhas do pavimento até as pequenas ondulações presentes em qualquer pista. A rugosidade é descrita pelo perfil de elevação ao longo do caminho percorrido pelas rodas sobre as quais o veículo passa. Os perfis de estradas se enquadram na categoria geral de sinais aleatórios de banda larga e podem, portanto, ser descritos por suas propriedades estatísticas. Uma das representações mais úteis é a função *Power Spectral Density* (PSD).

O PSD para as propriedades médias das estradas pode ser representado pela seguinte equação:

$$G_z = G_0 \cdot \frac{[1 + (\frac{\omega_0}{\omega})^2]}{(2 \cdot \pi \cdot \omega)^2} \quad (3.3)$$

onde:

G_z = Amplitude do PSD ($cm^2/ciclo/cm$)

ω = número de onda ($ciclos/cm$)

G_0 = Nível de Irregularidade

ω_0 = número de onda de corte (*ciclos/cm*)

Uma vez que a irregularidade de uma estrada é a variação na elevação percebida por um veículo enquanto se move ao longo da estrada, ela serve como um deslocamento vertical nas rodas e gera vibrações na condução. Gillespie (2021) afirma que a causa mais comum e significativa das vibrações na condução de um veículo é a aceleração vertical, portanto, um estudo detalhado da dinâmica de um veículo deve considerar a irregularidade da estrada como uma entrada de aceleração nas rodas. Para fazer isso, dois passos são necessários: primeiro, é necessário assumir uma velocidade de deslocamento de modo que o perfil de elevação seja transformado em deslocamento como função do tempo. Em segundo lugar, esse deslocamento pode ser diferenciado uma vez para obter a velocidade da entrada nas rodas e, em seguida, diferenciado novamente para obter uma aceleração.

De acordo com Gillespie (2021) ao considerar a irregularidade da estrada como uma entrada de aceleração, o efeito primário da velocidade de deslocamento do veículo pode ser demonstrado. Em qualquer frequência temporal dada, a amplitude da entrada de aceleração aumentará com o quadrado da velocidade.

$$Z_r = A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot X) \quad (3.4)$$

Z_r = Perfil de elevação

A = Amplitude da onda

ω = número de onda (*ciclos/cm*)

X = Distância ao longo da rodovia

Como a distância X , é igual à velocidade, v , vezes o tempo percorrido, T , a equação 3.4 pode ser reescrita como:

$$Z_r = A \cdot \sin(2 \cdot v \cdot \pi \cdot \omega \cdot T) \quad (3.5)$$

Diferenciando duas vezes se obtém a aceleração proveniente das imperfeições da pista:

$$\ddot{Z}_r = -(2 \cdot \pi \cdot v) \cdot A \cdot \sin(2 \cdot v \cdot \pi \cdot \omega \cdot T) \quad (3.6)$$

3.2.2 Carregamentos Laterais

Segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) ao realizar uma curva, a variação de carga em um mesmo eixo de um veículo pode variar independentemente da distribuição do centro de gravidade. Fazendo uso de geometrias de suspensão diferentes nos eixos traseiros e dianteiro e fazendo uso

da rigidez adequada ao conjunto, haverá uma diferença na carga normal suportada pelas rodas.

Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) afirmam que as principais influencias para a transferência de carga são:

- Momento no eixo devido à força de inércia das massas suspensas;
- Momento da força de inércia das massas suspensas agindo no centro de rolamento do eixo;
- Momento devido à ação da aceleração centrípeta nas massas não suspensas do eixo;

De acordo com Jazar (2008) massa suspensa se refere a toda a massa do veículo que é suportada pela suspensão, como a carroceria do veículo. Massa não suspensa se refere a todas as massas que estão associadas a suspensão, como roda, freios ou semi-eixo.

Fazendo análise do primeiro fator de influencia na transferência de carga, Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) afirmam que a força de inércia devido a aceleração centrípeta das massas suspensas é dada por:

$$F_c = \frac{W \cdot v^2}{g \cdot \rho_0} = \mu_s \cdot W \quad (3.7)$$

onde:

F_c = Força Centrífuga

W = Força peso da massa não suspensa

v = Velocidade do veículo

g = Aceleração da gravidade

ρ_0 = Raio da curva

μ_s = Coeficiente de atrito

Desta forma, em um cenário onde não houvesse elementos elásticos na suspensão, a transferência de carga lateral entre as rodas, interna à curva para a externa, seria simplesmente.

$$\Delta G = \mu_s \cdot G \cdot \frac{h}{t} \quad (3.8)$$

Em que:

ΔG = Variação da carga entre as rodas

h = Altura do centro de gravidade da massa suspensa

t = Bitola do eixo em análise

G = Força peso atuante sobre o eixo em estudo

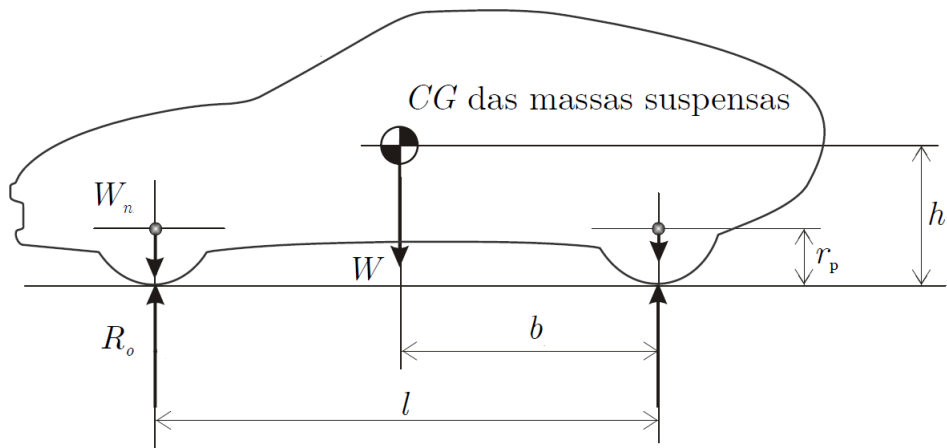


Figura 3.17: Posição da massa suspensa e não suspensa, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

Por utilizar elementos elásticos na suspensão se faz necessário desenvolver uma formulação matemática que leve em consideração a deflexão das molas. Para um sistema com rigidez K e um deslocamento da suspensão no plano médio do pneu igual:

$$y = \frac{t}{2} \cdot \tan \theta \quad (3.9)$$

que, para pequenos ângulos, tem-se

$$y = \frac{t}{2} \cdot \theta \quad (3.10)$$

Desta forma, a variação de carga na roda devido a força de inércia da massa suspensa é dada por:

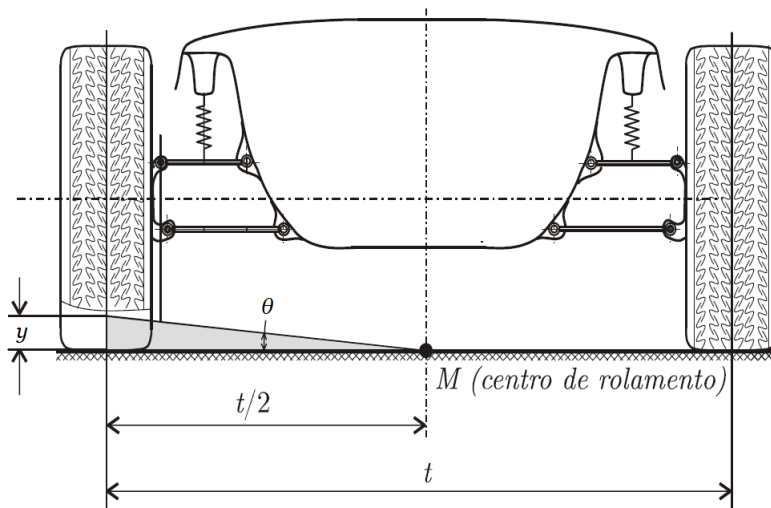


Figura 3.18: Deslocamento da roda em uma curva, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

$$\Delta G(1) = \theta \cdot K \frac{t}{2} \quad (3.11)$$

Segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) parte da força de inércia promovida pelas massas suspensas atua sobre o centro de rolamento do veículo, esse é o segundo fator de influencia na transferência de carga

De acordo com Jazar (2008) centro de rolagem é o centro instantâneo de rotação do corpo em relação ao solo, exemplificado na figura 3.24.

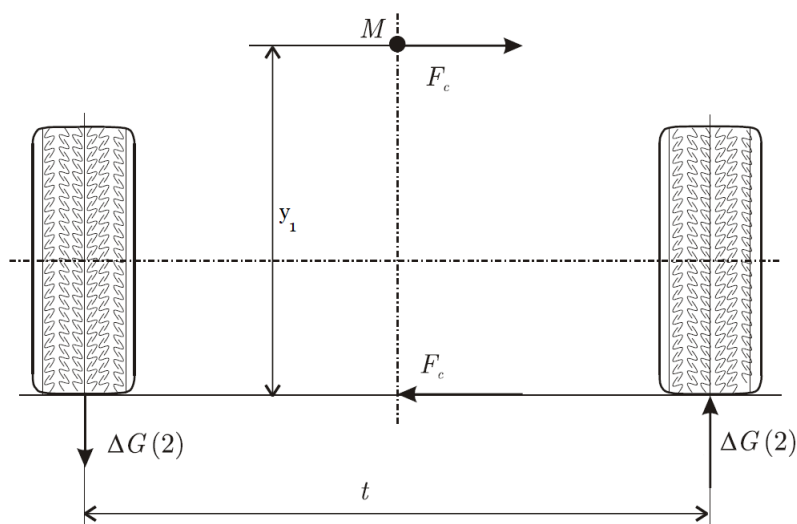


Figura 3.19: Inércia das massas suspensas sobre o centro de rolagem, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

O valor da segunda parcela de influência na transferência de carga pode ser obtido através do equilíbrio de momentos.

$$F_c \cdot y_1 = \Delta G(2) \cdot t \quad (3.12)$$

logo,

$$\Delta G(2) = \frac{F_c \cdot y_1}{t} = \mu_s \cdot W \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{y_1}{t} \quad (3.13)$$

onde,

y_1 = Altura do centro de rolagem

l = Entre eixos

b = Distância do centro de gravidade das massas suspensas ao eixo oposto ao estudado

A terceira parcela de influência na transferência de de carga é devido a aceleração centrípeta agindo nas massas não suspensas. Para suspensões independentes, essa transferência de carga devida à ação da força de inércia das massas não suspensas depende não apenas da altura y_1 como, também, da altura do polo y_2

Considerando o equilíbrio de forças mostrado na figura 3.24.

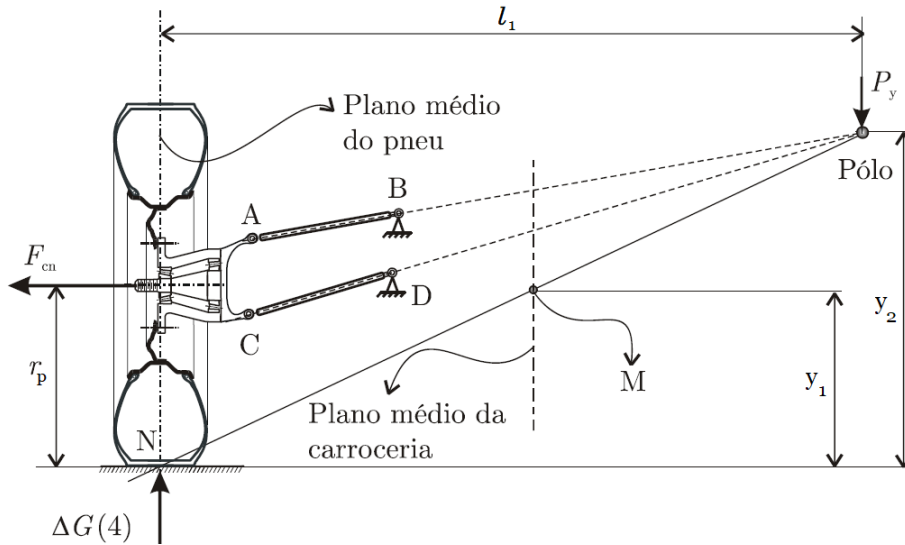


Figura 3.20: Força de inércia devido as massas não suspensas, Fonte: Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

$$P_y = \Delta G(3) \quad (3.14)$$

onde;

$$l_1 = \frac{y_2 \cdot t}{y_1 \cdot 2} \quad (3.15)$$

Desta forma a terceira parcela é dada por:

$$\Delta G(3) = 2 \cdot \mu_s \cdot W_n \cdot \frac{r_p}{l_1} \cdot \frac{y_1}{y_2} \quad (3.16)$$

onde,

W_n = Força peso devido massa não suspensa

r_p = Raio do pneu

y_2 = Altura do polo de rotação da suspensão

Por fim, a transferência de carga que ocorre em um eixo durante uma curva é dado pela somas de suas parcelas.

$$\Delta G = \Delta G(1) + \Delta G(2) + \Delta G(3) \quad (3.17)$$

ou seja,

$$\Delta G = \theta \cdot k \frac{t}{2} + \mu_s \cdot W \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{y_1}{t} + 2 \cdot \mu_s \cdot W_n \cdot \frac{r_p}{l_1} \cdot \frac{y_1}{y_2} \quad (3.18)$$

3.3 MECÂNICA DOS MATERIAIS

3.3.1 Forças e reações envolvidas nas estruturas

É amplamente reconhecido que um sistema estrutural é concebido para suportar a ação de forças, e sob a influência dessas forças, é razoável supor que a estrutura permanecerá em equilíbrio estático, como mencionado anteriormente. Como consequência, cada elemento da estrutura, mesmo quando examinado isoladamente, deve manter-se em equilíbrio estático, surgindo assim o conceito das forças atuantes (cargas aplicadas) e suas reações (forças de reação resultantes).

As cargas aplicadas são aquelas que atuam sobre a estrutura e podem resultar do peso próprio da estrutura, das cargas provenientes da utilização específica da estrutura ou mesmo de influências externas do ambiente em que a estrutura está situada. Por outro lado, as reações consistem nas forças exercidas pelos apoios da estrutura sobre ela mesma, sendo consideradas como parte das forças externas aplicadas na estrutura. Essas reações são geradas pelos pontos de apoio e, por essa razão, são frequentemente denominadas reações de apoio, representando a ligação entre a estrutura e a localização onde está assentada.

3.3.2 Tipos de apoio e reações

Os tipos de apoio desempenham um papel crucial na análise e no projeto de estruturas, pois determinam como uma estrutura reage às diferentes forças aplicadas sobre ela. Existem diversos tipos de apoio, cada um com características específicas que influenciam o comportamento estrutural. Aqui estão alguns dos principais tipos de apoio:

- Apoio Fixo (ou Engastamento): Este tipo de apoio impede o movimento de translação e rotação da estrutura em relação ao apoio. Oferece resistência total contra forças verticais e horizontais, garantindo alta rigidez e suporte em todas as direções.
- Apoio Articulado (ou Pino): Permite apenas a rotação da estrutura em relação ao apoio. Restringe o movimento de translação, fornecendo suporte apenas vertical, permitindo que a estrutura se desloque horizontalmente.
- Apoio Móvel (ou Rolamento): Roletes só oferecem resistência ao movimento na direção perpendicular à superfície que o suporte, não havendo resistência considerada em relação a rotação em torno do rolete ou ao movimento paralelo à superfície de suporte do mesmo. Logo apenas uma força de reação aparecerá aqui, comumente utilizada no eixo vertical, mas podendo ser em qualquer eixo desde que respeitada a regra que sua resistência é perpendi-

cular à superfície de suporte do rolete.

A compreensão dos tipos de apoio é essencial para os engenheiros na análise de estruturas e na garantia de que a estrutura seja capaz de suportar adequadamente as cargas e condições a que está sujeita, mantendo a estabilidade e a segurança desejadas.

HIBBELER (2012) apresenta algumas maneiras mais propícias de como esses apoios podem aparecer em problemáticas que envolvem contato e acoplamento de elementos, tal como são representados em simbologias, podendo ser vista na figura 3.21.


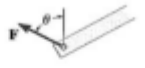

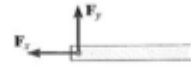



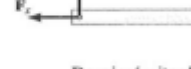
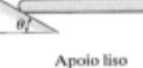

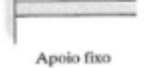
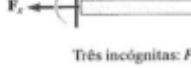
Tipo de acoplamento	Reação	Tipo de acoplamento	Reação
 Cabo	 Uma incógnita: F	 Pino externo	 Duas incógnitas: F_x, F_y
 Rolete	 Uma incógnita: F	 Pino interno	 Duas incógnitas F_x, F_y
 Apoio liso	 Uma incógnita: F	 Apoio fixo	 Três incógnitas: F_x, F_y, M

Figura 3.21: Tipos de acoplamentos e suas respectivas reações de apoio, Fonte: HIBBELER (2012)

3.3.3 Tensão

HIBBELER (2012) explica que a tensão é a relação entre uma força e a área sobre a qual essa força atua, descrevendo a magnitude da força interna em um plano específico (a área) que passa por um ponto. A força por unidade de área, agindo perpendicularmente a essa área, é definida como tensão normal. Quando essa tensão normal traciona o elemento na área considerada, é chamada de tensão de tração; de modo semelhante, se ela comprimir o material, é chamada de tensão de compressão. Se a força por unidade de área age tangencialmente à área, é denominada tensão de cisalhamento. Para indicar o sentido das tensões em relação aos eixos adotados, são utilizados índices como notação.

No Sistema Internacional de Unidades (SI), os valores das tensões normais e de cisalhamento são expressos nas unidades básicas de força e área, ou seja, newtons por metro quadrado.

Se o elemento estiver sujeito a uma deformação uniforme e constante, essa deformação será consequência de uma tensão normal constante. Isso implica que cada área da seção transversal suporta uma força, e a soma dessas forças atua em toda a área da seção transversal, sendo equivalente à força interna resultante na seção. Podemos expressar essa relação como:

$$\int d\mathbf{F} = \int_A \sigma d\mathbf{A} \quad (3.19)$$

A tensão pode ser reescrita como:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3.20)$$

Onde σ é a tensão normal média em qualquer ponto da área da seção transversal, P é a força normal interna resultante, que é aplicada no centroide da área da seção transversal, sendo determinada pelas equações de equilíbrio citadas previamente, e A é a área da seção transversal do elemento.

3.3.4 Deformação

A capacidade de um material em suportar cargas sem sofrer deformações excessivas, permanentes ou rupturas é determinada pela sua resistência, uma propriedade intrínseca do próprio material. Esta característica é estabelecida por meio de testes específicos e experimentos. Um dos testes mais fundamentais é o ensaio de tração ou compressão, usado para, entre outras finalidades, identificar a relação entre a média da tensão normal e a média da deformação normal em diversos materiais empregados na engenharia. A realização do ensaio de tração ou compressão permite a construção de um gráfico que descreve o comportamento do material, resultando em uma curva conhecida como diagrama tensão-deformação, figura 3.22.

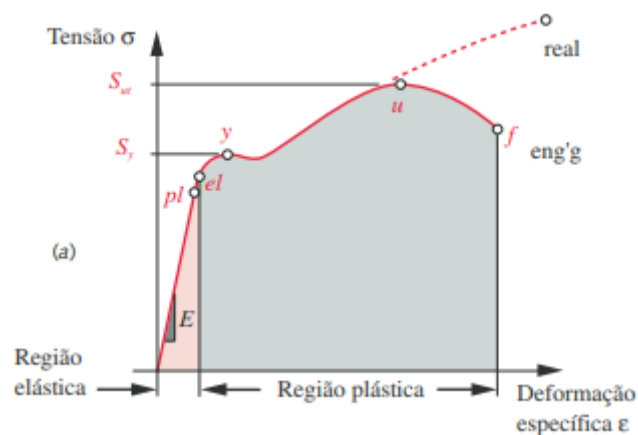


Figura 3.22: Diagrama de tensão-deformação, Fonte: Norton (2013)

No contexto em que a deformação é uniforme em toda a extensão entre os pontos de apoio da máquina de ensaio de tração-compressão, é possível, conforme HIBBELER (2012):

$$\epsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (3.21)$$

Onde ϵ representa a deformação, adimensional e comumente utilizada em metros por metros ou milímetros por milímetros, δ representa o deslocamento, sendo a variação do comprimento (final menos inicial), e L_0 o comprimento inicial do elemento analisado.

Observa-se que na parte inicial do diagrama, a tensão é diretamente proporcional à deformação, de maneira que pode-se escrever a tensão como:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (3.22)$$

Essa relação é conhecida como a Lei de Hooke, um matemático inglês Robert Hooke (1635-1703). Como já se viu, E é o módulo de elasticidade do material, escrito em pascal, σ é a tensão também em pascal e ϵ é a deformação adimensional. Onde essa lei é válida apenas até o limite de proporcionalidade.

De forma geral, no projeto de estruturas, é buscado que elas sofram apenas deformações limitadas, mantendo-se dentro dos valores do diagrama tensão-deformação associados à região linear elástica. Em outras palavras, pretende-se que as deformações estejam contidas no campo elástico do material, o que oferece considerável suporte nos cálculos estruturais.

3.3.5 Cargas Axiais

Conforme descrito por Beer (1982), ao submeter um elemento homogêneo, de comprimento inicial e seção transversal conhecidos, a uma carga axial, surge uma tensão atuante. Caso essa tensão não ultrapasse o limite de proporcionalidade do material, é possível empregar a Lei de Hooke e expressar da seguinte maneira:

$$\delta = \frac{P \cdot L}{A \cdot E} \quad (3.23)$$

Onde se consegue prever o deslocamento (δ) de um elemento sob carga axial, conhecendo o módulo da carga (P) aplicada, seu comprimento inicial (L), a área de seção transversal (A) e seu módulo de elasticidade (E).

O deslocamento total da barra também pode ser obtido por integração estendida ao comprimento inicial:

$$\delta = \int_0^L \frac{P \cdot dx}{A \cdot E} \quad (3.24)$$

3.3.6 Flexão

Segundo Beer (1982), ao aplicar-se uma carga de flexão em uma viga, ocorre a formação de momentos fletores. Isso faz com que diferentes regiões da viga experimentem tensões diferentes, dependendo da sua posição em relação ao eixo neutro. O eixo neutro é a linha que não sofre deformações quando a viga está sujeita a flexão. As regiões superiores da viga sofrem compressão, enquanto as inferiores sofrem tração.

Com os conceitos já citados e o entendimento dos cálculos de um elemento infinitesimal e

de que em parte de um elemento ele se traciona e outra ele se comprime sob flexão, tem-se por conclusão, segundo Beer (1982), que a tensão normal devido ao momento fletor é:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (3.25)$$

De maneira que σ representa a tensão de flexão, podendo ela ser máxima ou no ponto, a depender de c , que é a distância da linha neutra na seção do elemento até o ponto analisado em questão (sendo ele máximo na superfície, gerando tensão de flexão máxima), e I representa o momento de inércia no eixo em questão analisado.

3.4 DROP TEST

O "teste de queda" consiste em um ensaio para determinar a força de um objeto, quando é deixado cair sob condições padrões ou um conjunto de massa é deixada cair a partir de uma dada altura.

3.4.1 Cálculo estimativo da força de reação pneu / solo

A conversão de energia em queda livre é um fenômeno fundamental na física que ocorre quando um objeto cai livremente sob a influência da gravidade. Durante uma queda livre, a energia potencial gravitacional do objeto é gradualmente convertida em energia cinética, à medida que o objeto ganha velocidade. Essa conversão de energia é regida pelos princípios da conservação de energia, que são fundamentais na compreensão do movimento de corpos em queda.

A energia potencial gravitacional (Ep) de um objeto em queda livre é determinada pela sua altura em relação à superfície da Terra e pela aceleração devida à gravidade (g). A fórmula para a energia potencial gravitacional é apresentada a seguir, onde m representa a massa do objeto e h é a altura.

$$Ep = mgh \quad (3.26)$$

Conforme o objeto cai, sua altura diminui e, portanto, sua energia potencial gravitacional também diminui. Simultaneamente, a energia cinética (Ec) do objeto aumenta à medida que ele ganha velocidade. A energia cinética de um objeto em movimento é determinada pela equação 3.27, onde m é a massa do objeto e v é sua velocidade.

$$Ec = \frac{mv^2}{2} \quad (3.27)$$

Com isso, pode-se calcular a velocidade do objeto imediatamente antes dele atingir o solo

por meio da equação 3.28:

$$v = \sqrt{2gh} \quad (3.28)$$

No teorema do impulso, (Halliday, Resnick e Walker, 2010), sabe-se que a quantidade de movimento Q de um corpo define-se como sendo o produto da massa do corpo pela velocidade conforme a Equação 5:

$$Q = mv \quad (3.29)$$

A variação da quantidade de movimento de uma partícula é igual ao impulso da força resultante sobre essa partícula, em um dado intervalo de tempo na Equação 3.30, sendo que a força constante "F" que age sobre um corpo em um intervalo de tempo ΔT gerada por um impulso I , é definida pela equação 3.31:

$$I = Q_f - Q_0 \quad (3.30)$$

$$I = F(\Delta T) \quad (3.31)$$

3.5 EXTENSOMETRIA

A forma amplamente conhecida de avaliação de componentes estruturais é baseada em cálculos que levam em conta a resistência dos materiais. Esse método é satisfatório com a condição de que as cargas impostas nos componentes sejam de conhecimento de forma qualitativa e quantitativamente. O problema envolvendo o dimensionamento de componentes começa quando as cargas são desconhecidas ou seu cálculo analítico ou numérico envolvem grande complexidade de modelagem, sendo muitas vezes utilizado o superdimensionamento de componentes mecânicos para contornar esse problema. No entanto, as estratégias competitivas modernas de mercado e da indústria de forma geral exigem economia de material para redução de custo e massa.

Com isso, a fim de alcançar os fatores de segurança envolvidos no projeto e ter uma melhor acurácia quanto ao conhecimentos das cargas atuantes, as medições instrumentais, sendo a extensometria uma das mais utilizadas, em condições operacionais, se torna extremamente vantajosa e necessária diante do contexto mostrado.

A extensometria é uma técnica utilizada para análise experimental de tensões e deformações em componentes mecânicos. O seu uso, no regime elástico do material, é fundamentado principalmente na Lei de Hooke, equação 3.32, que relaciona a tensão (σ) gerada no componente com a deformação (ϵ) resultante, onde o módulo de elasticidade (E) é o parâmetro de correlação dessas

duas grandezas. O processo de deformação no qual a tensão e a deformação são proporcionais é denominado deformação elástica. O coeficiente E representa a rigidez ou a resistência do material à deformação elástica, Callister e Soares (2008).

O módulo de elasticidade do material, como já descrito, representa a relação entre a tensão e a deformação em um corpo, sendo definido também como o coeficiente angular em gráficos Tensão vs Deformação, obtidos por exemplo em testes de tração de materiais.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.32)$$

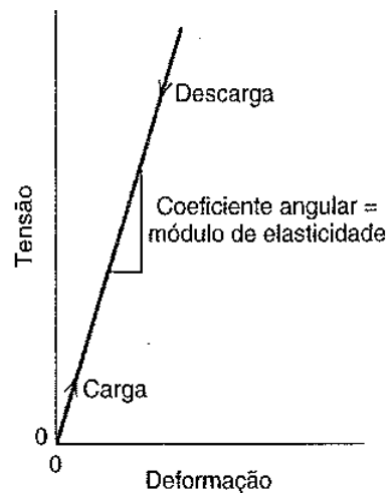


Figura 3.23: Diagrama esquemático tensão-deformação mostrando a deformação elástica linear para ciclos de carga e descarga, Fonte: Callister e Soares (2008).

3.5.1 Tipos de Extensômetros

Na história, foram criados diversos dispositivos baseados na medição de deformação para as análises de tensão experimentais, sendo os primeiros compostos de dispositivos completamente mecânicos e muito robustos que acarretavam em diversos erros de medição e que possuíam limitações na sua utilização (Hoffmann et al., 1989), como por exemplo ser possível a medição de deformação apenas em processos estáticos.

Como resultado dessas restrições características dessas primeiras tentativas, as técnicas de medições elétricas foram surgindo para a solução do problema, principalmente após a evolução eletrônica com a contribuição de Charles Wheatstone (1843), sendo ele o responsável por uma publicação que investigava o efeito da mudança da resistência elétrica de um condutor devido aos efeitos de tensões mecânicas.

A partir desse marco, foram surgindo diversos tipos de extensômetros com aplicações diferentes, mas com o propósito de resolução do problema da instrumentação mecânica. Alguns desses tipos são apresentados a seguir:

3.5.1.1 Extensômetros de material semicondutor

Este tipo é composto de um pequeno e finíssimo filamento de cristal de silício que normalmente é montado em um suporte epóxico ou fenólico. Dentre suas principais características, pode-se citar: sua grande capacidade de variação da resistência em função da deformação e seu alto valor do fator de extensômetro, geralmente em torno de 150. Porém, seu uso em análises experimentais é muitas vezes evitado por algumas razões, como a não-linearidade do seu fator de extensômetro, que varia com a deformação, o seu alto custo comparado com extensômetros de metal, sua alta sensibilidade aos efeitos de temperatura e maior dificuldade de manejo devido sua fragilidade. Atualmente, os extensômetros semicondutores são bastante utilizados quando se deseja uma saída em nível de sinal mais elevado e para medições de deformações muito pequenas.

3.5.1.2 Extensômetros Capacitivos

O extensômetro capacitivo é um dispositivo relativamente recente com foco em aplicações de altas temperaturas, que ultrapassam o limite dos extensômetros de metal, em torno de 800°C. Seu princípio de funcionamento baseia-se na variação da capacitância do elemento constituinte, sua fixação no componente a ser analisado, sendo essa fixação feita normalmente por meio do processo de soldagem.

3.5.1.3 Extensômetro Piezoelétricos

Este tipo utiliza o Titanato de Bário como material do sensor de deformação. Com isso, o dispositivo é capaz de fornecer carga elétrica em sua superfície, que é proporcional à deformação mensurada por exemplo com amplificadores de carga. Entretanto, existem limitações quanto a sua utilização e atualmente se encontra em desuso.

3.5.1.4 Extensômetro de Metal

Como dito anteriormente, os extensômetros operam através do efeito estudado por Charles Wheatstone em 1843, onde a resistência elétrica de um condutor sofre mudança devido efeitos de tensões mecânicas. As medições de deformação mecânicas se tornou viável somente depois de 80 anos depois com o surgimento do amplificador eletrônico, pois a variação da resistência do condutor no processo de deformação é muito discreta.

A partir disso, com o advento da técnica de circuito impresso através de Paul Eisler (1952), foi possível o surgimento da "*foil strain gauge*" ou folha de extensômetro, sendo possível assim ter evoluções nesse meio quanto à manufatura e à manuseabilidade.

Com isso, o extensômetro de metal foi escolhido para este trabalho devido às facilidades relatadas anteriormente.

3.5.2 Princípios Operacionais

Extensômetros são exemplos de transdutores, sendo esses dispositivos capazes de converter tipos de energia em outras de diferentes naturezas (Dally, Riley e Kobayashi, 1978), como uma deformação mecânica em resistência elétrica ou tensão, a exemplo do próprio extensômetro. Uma ampla variedade de transdutores está disponível para uso na medição de grandezas mecânicas. As características do transdutor são determinadas principalmente pelo sensor que é incorporado ao transdutor para produzir a saída elétrica.

Extensômetros são compostos de grades finas de folha de metal, figura 3.24, que são colados em superfícies de componentes estruturais, onde esses quando carregados e submetidos a esforços, são desenvolvidas tensões e conseqüentemente deformações, onde a resistência elétrica da grade do extensômetro muda sua magnitude em proporção à deformação resultante, sendo a resistência elétrica dependente da geometria do condutor, conforme a equação 3.33.



Figura 3.24: Exemplo de extensômetro, Fonte: Excel Sensor.

$$R = \frac{\rho L}{A} \quad (3.33)$$

Onde ρ é a resistividade elétrica do material, L é o comprimento do condutor e A a área da seção transversal do condutor. A partir da diferenciação da equação 3.33 e da sua divisão por R , tem-se:

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dL}{L} - \frac{dA}{A} \quad (3.34)$$

O termo dA representa a mudança na área da seção transversal do condutor resultante de um carregamento aplicado. Para um caso de estado uniaxial de tensões, é de conhecimento que:

$$\varepsilon_a = \frac{dL}{L} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_t = -\nu \varepsilon_a = -\nu \frac{dL}{L} \quad (3.36)$$

Onde ε_a é a deformação axial do condutor, ε_t a deformação transversal do condutor e ν o coeficiente de Poisson do metal utilizado no condutor. A partir da equação 3.36, temos que o

diâmetro final d_f após a deformação axial pode ser escrito em função do diâmetro inicial d_0 como:

$$d_f = d_0 \left(1 - \nu \frac{dL}{L} \right) \quad (3.37)$$

A partir da equação 3.37, pode se escrever:

$$\frac{dA}{A} = -2\nu \frac{dL}{L} + \nu^2 \left(\frac{dL}{L} \right)^2 \approx -2\nu \frac{dL}{L} \quad (3.38)$$

Substituindo a equação 3.38 na equação 3.34:

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dL}{L} (1 + 2\nu) \quad (3.39)$$

E finalmente, chega-se na sensibilidade do metal utilizado no condutor S_A , correlacionando a deformação sofrida pelo mesmo e a variação de sua resistência:

$$S_A = \frac{dR/R}{\varepsilon_a} = \frac{d\rho/\rho}{\varepsilon_a} + (1 + 2\nu) \quad (3.40)$$

A partir da equação 3.40, fica evidente que a sensibilidade à deformação do condutor utilizado para construção do extensômetro é função principalmente de dois fatores; mudanças nas dimensões representada pelo parâmetro ν e mudança na resistência específica com o termo $(d\rho/\rho)/\varepsilon$. Um exemplo de curva de resposta ($\Delta R/R$ em função da deformação) é observada na figura 3.25:

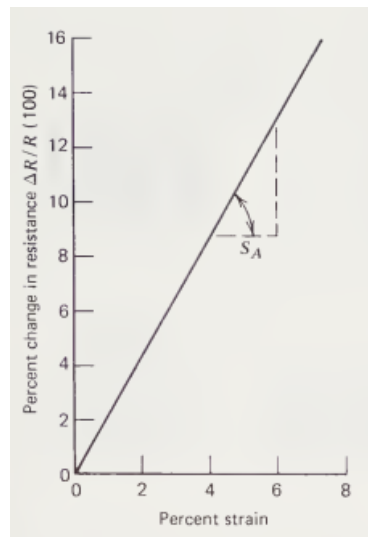


Figura 3.25: Mudança na resistência $\Delta R/R$ em função da deformação, Fonte: Dally, Riley e Kobayashi (1978).

Com isso, em termos gerais, defini-se o fator de sensibilidade do extensômetro (*gage factor*) como:

$$\frac{\Delta R}{R} = S_g \varepsilon \quad (3.41)$$

3.5.3 Circuito a 1/4 de ponte

Na prática, as deformações resultantes possuem uma ordem de grandeza extremamente baixas, que não passam de 10^{-3} . Devido a esse motivo, para a acurácia na medida dessas deformações, são requeridas medições precisas nas pequenas variações de resistências. Para medir essas variações, utiliza-se os extensômetros em configuração com pontes de Wheatstone. A forma mais genérica dessa ponte é ilustrada na figura 3.26, onde observa-se quatro ramificações resistivas associadas a uma fonte de excitação V .

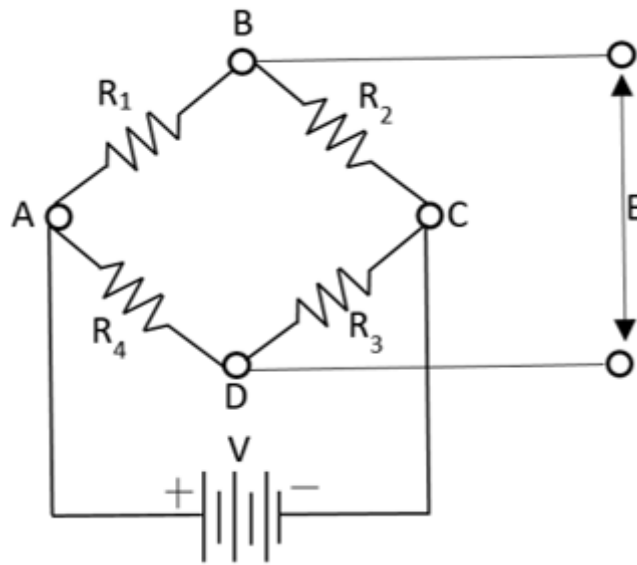


Figura 3.26: Ponte de Wheatstone, Fonte: Dally, Riley e Kobayashi (1978).

A tensão de saída E é igual a:

$$E = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} V \quad (3.42)$$

A partir da equação 3.42, fica evidente que a tensão de saída E é dita balanceada ($E = 0$) quando $R_1 R_3 = R_2 R_4$. Desta forma, utiliza-se extensômetros nas ramificações resistivas, de forma que qualquer alteração na resistência do extensômetro irá causar um desbalanceamento da ponte e uma leitura de tensão de saída E diferente de zero. Estando um ponte inicialmente balanceada, a partir de mudanças nas resistências de ΔR_1 , ΔR_2 , ΔR_3 , ΔR_4 , a leitura de tensão será dada por:

$$\Delta E = \frac{(R_1 + \Delta R_1)(R_3 + \Delta R_3) - (R_2 + \Delta R_2)(R_4 + \Delta R_4)}{[(R_1 + \Delta R_1) + (R_2 + \Delta R_2)][(R_3 + \Delta R_3) + (R_4 + \Delta R_4)]} V \quad (3.43)$$

Sabendo que $R_1 R_3 = R_2 R_4$ e que para equipamentos comerciais de forma geral $R_1 = R_2$ e R_3

= R_4 , a tensão de saída é escrita como:

$$\Delta E = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) V \quad (3.44)$$

A forma mais simples desse sistema, utilizando apenas um extensômetro ativo, chamado de circuito a 1/4 de ponte, é observado pela figura 3.27 e sua saída de tensão pode ser calculada através da equação 3.45:

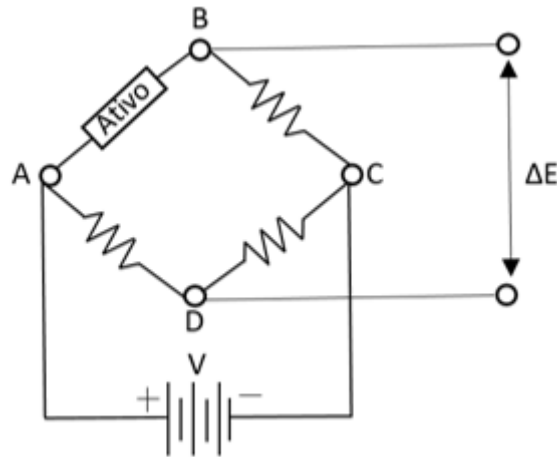


Figura 3.27: Circuito a 1/4 de ponte, Fonte: Dally, Riley e Kobayashi (1978).

$$\Delta E = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} \right) V \quad (3.45)$$

Com isso, substituindo a equação 3.41 na equação 3.45, temos que, finalmente, pode-se relacionar a tensão lida com a deformação gerada a partir da equação:

$$\Delta E = \frac{1}{4} (S_g \epsilon) V \quad (3.46)$$

4 METODOLOGIA

4.1 ANÁLISE DA SUSPENSÃO DO PROTÓTIPO

A geometria de suspensão utilizada atualmente no protótipo é a Duplo A, mostrada na Figura 4.1, em que as bandejas superiores encontram-se conectadas a um sistema mola-amortecedor, cujo trabalho é na direção vertical. As bandejas inferiores e superiores, conectam-se a manga de eixo com auxílio de juntas esféricas, com dois graus de liberdade, sendo a manga de eixo conectada a roda por um eixo rígido. As bandejas de suspensão são ligadas ao chassi por meio de pontos de ancoragem com um grau de liberdade de rotação devido ao trabalho do sistema de suspensão. Por fim, o grau de liberdade necessário para o sistema de direção do protótipo é dado pelos terminais rotulares presentes na ligação das bandejas e da barra de direção com a manga de eixo.

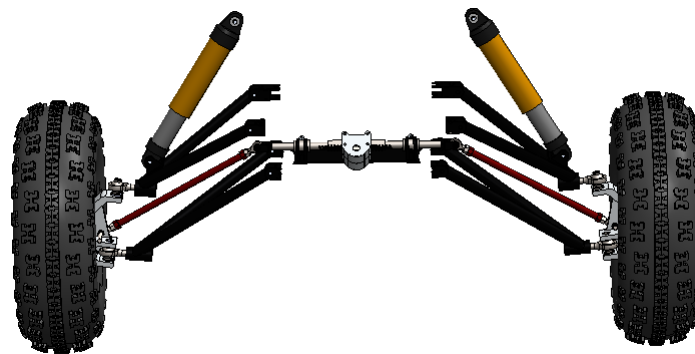


Figura 4.1: Sistema de suspensão dianteiro do protótipo da equipe Piratas do Cerrado, Fonte: Software SolidWorks.



Figura 4.2: Componentes, Fonte: Software SolidWorks.

4.2 ENSAIO DE IMPACTO DO PROTÓTIPO REAL

No que tange ao objetivo central do projeto de realizar testes experimentais envolvendo o protótipo da Equipe Piratas do Cerrado visando a aquisição de esforços no sistema de suspensão, definiu-se a realização de um ensaio de impacto, denominado *drop test*, visto que esse conceito de ensaio se mostra ideal como teste e como forma de verificação da distribuição de esforços no sistema, simulando uma condição enfrentada na competição, como saltos em rampas.

Esse teste é projetado para simular situações de colisão, ajudando os engenheiros a entender como um veículo se comporta em condições extremas, figura 4.3. Durante um *drop test*, o veículo é elevado a uma determinada altura e solto, impactando o solo de maneira controlada. Este procedimento permite a análise da absorção de impacto e da integridade estrutural do veículo.

No impacto do teste, assim que o protótipo entra em contato com o solo, surge a força de reação entre o pneu e o solo, 4.4, resultando também na compressão do sistema amortecedor-mola. Devido a isso, a força de reação no impacto bem como o deslocamento do amortecedor são alvos de medida para serem avaliados os esforços no conjunto.



Figura 4.3: Salto durante testes do protótipo, Fonte: De autoria própria.

Com isso, a medição da força imposta no sistema no momento do impacto vai ser verificada a partir de duas abordagens, uma baseada nas deformações da ponta de eixo do protótipo e a outra baseada no deslocamento do amortecedor, figuras 4.4 e 4.5.



Figura 4.4: Força de reação no impacto pneu-solo, Fonte: Software SolidWorks.

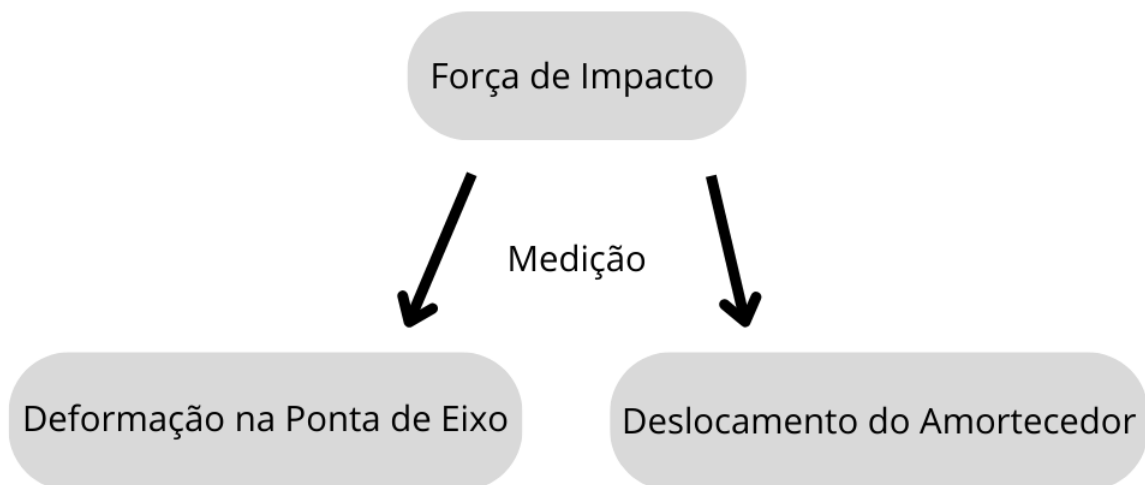


Figura 4.5: Metodologias de ensaio para medição da força de reação no impacto pneu-solo, Fonte: De autoria própria.

4.3 MEDIÇÃO DA DEFORMAÇÃO NA PONTA DE EIXO

Conforme o objetivo principal do trabalho de se conseguir obter dados no ensaio de impacto, drop test, discutido no capítulo anterior, principalmente visando a obtenção da força de reação no

contato pneu-solo, selecionou-se o uso de extensômetros para a medição da deformação da ponte de eixo dianteiras do protótipo, como forma de, posteriormente, avaliar o esforço atuante.

Foram feitos, assim, levantamentos acerca da localização dos extensômetros a serem inseridos na ponta de eixo com intuito de se ter no final resultados que contribuíssem para o objetivo final do trabalho. Para tal, foram definidos quatro extensômetros colocados com espaçamento de 90 graus em cada ponta de eixo dianteira do protótipo, figura 4.6, a fim de se obter as deformações tanto devido a flexão com os extensômetros localizados perto das extremidades superiores e inferiores quanto devido a tração ou compressão a partir dos extensômetros localizados próximos a linha média numa vista lateral.

Os extensômetros localizados na ponta de eixo possuem o intuito principal de se adquirir a força de reação no impacto pneu-solo na queda, dado que o impacto gerado no pneu é transmitido diretamente para a roda e conseqüentemente para a ponta de eixo do protótipo, sendo essa um dos componentes de fixação da roda no protótipo. O modelo e as características do extensômetro utilizado estão presentes na tabela abaixo.

Tabela 4.1

Modelo	PA 06 - 150 TA - 350 L
Resistência Nominal	350 Ω
Gage Factor	2,1

Para a instalação dos extensômetros, foram tomados os cuidados recomendados pela própria produtora das peças, a fim de garantir que os mesmos proporcionem bons resultados, ou seja, que sejam capaz de capturar fielmente as deformações resultantes no ensaio, estando integralmente e firmemente aderidos à superfície. Para isso, um preparo propício da superfície e um processo de colagem adequado deve ser realizado. A seguir, será apresentado o passo a passo adotado para o posicionamento e a fixação dos extensômetros:

- Lixação das superfícies para retirar a tinta, usando lixas com granulações variadas;
- Higienização do local e arredores, como mesa de apoio, com pano úmido e álcool;
- Aplicação de fita adesiva no extensômetro em superfície lisa;
- Retirada do extensômetro da superfície para aplicação final;
- Posicionamento do extensômetro na direção a pegar deformação longitudinal ao tubo com auxílio de gabarito feito em papel para a certeza do espaçamento de 90 graus definido;
- Aplicação da cola do tipo Super Bonder para a colagem do extensômetro na superfície
- Aplicação de pressão até atingir o tempo de cura da cola;
- Elevação dos terminais e aplicação de fita isolante embaixo para evitar curto circuito;

- Soldagem de fios de extensão partindo do terminal para alcançar os módulos de aquisição dos dados;
- Aplicação de fita isolante para garantir a estabilidade e a integridade dos componentes eletrônicos envolvidos.

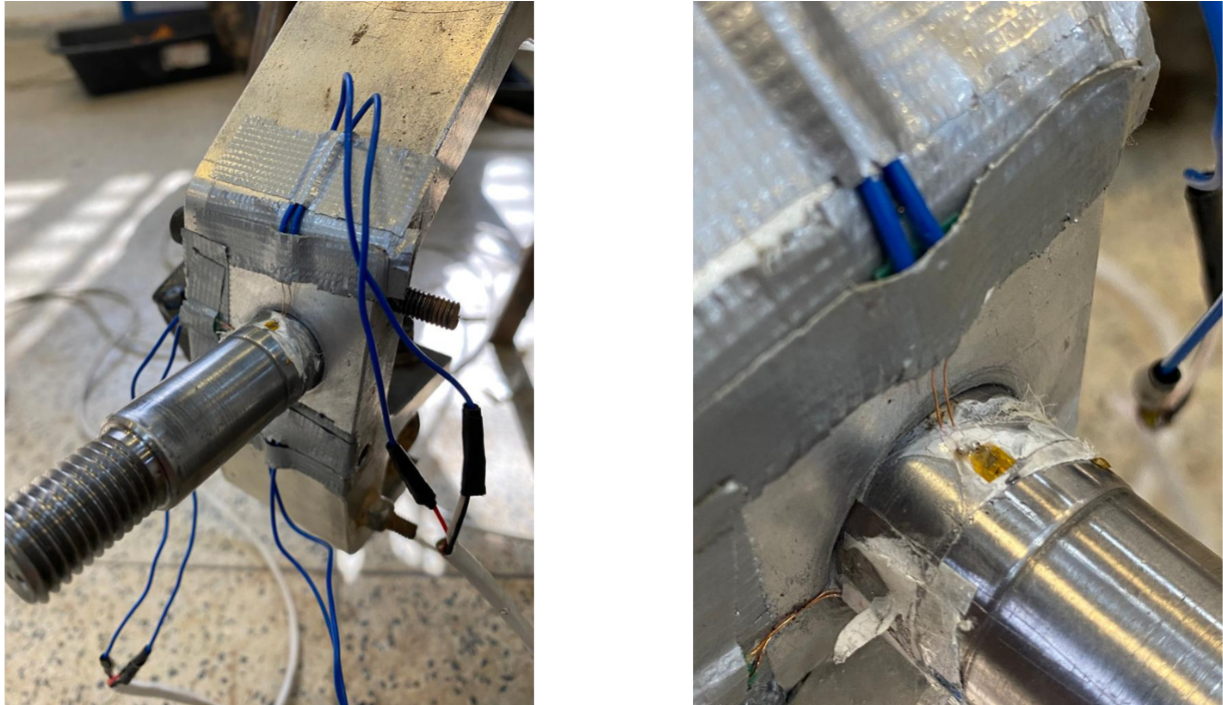


Figura 4.6: Extensômetros na ponta de eixo, Fonte: De autoria própria.

4.3.0.1 Nomenclatura dos extensômetros

Para a análise dos resultados através dos módulos de aquisição dos dados e dos gráficos obtidos, faz-se necessário a nomenclatura de cada extensômetro e transdutor a serem utilizados. Conforme a quantidade de 8 extensômetros no total, sendo 4 em cada ponta de eixo dianteira, foram numerados conforme o quadrante onde foi colado, de acordo com a figura 4.7.

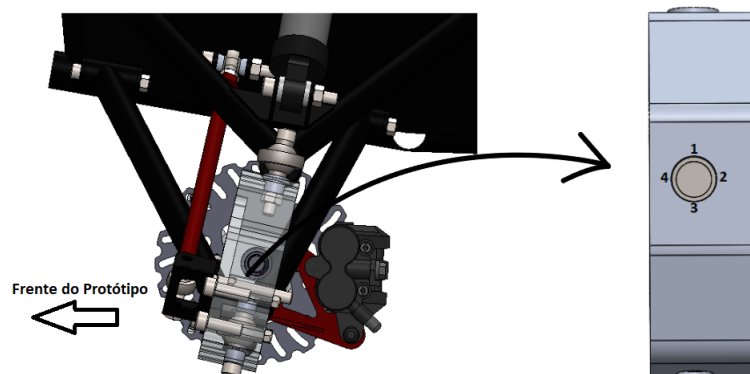


Figura 4.7: Numeração dos quadrantes da ponta de eixo para localizar extensômetros, Fonte: De autoria própria.

Com base na numeração por quadrante, nomeou-se os extensômetros de acordo com o lado do protótipo, onde usou-se o prefixo "E" para os extensômetros localizados na ponte de eixo dianteira esquerda e "D" para os extensômetros localizados na ponte de eixo dianteira direita.

A tabela 4.2 contém a nomenclatura e a localização de todos os extensômetros utilizados:

Tabela 4.2: Tabela com a nomenclatura dos extensômetros.

Nomenclatura	Localização
E1	1° Quadrante da ponta de eixo esquerda
E2	2° Quadrante da ponta de eixo esquerda
E3	3° Quadrante da ponta de eixo esquerda
E4	4° Quadrante da ponta de eixo esquerda
D1	1° Quadrante da ponta de eixo direita
D2	2° Quadrante da ponta de eixo direita
D3	3° Quadrante da ponta de eixo direita
D4	4° Quadrante da ponta de eixo direita

4.4 MEDIÇÃO DO DESLOCAMENTO DO AMORTECEDOR

4.4.1 Transdutores lineares

Pensando na medição dos deslocamentos dos amortecedores a fim de calcular e comparar os esforços obtidos, houve a necessidade também de serem inseridos transdutores lineares nos amortecedores, figura 4.8, visto que esses componentes, como já mencionado, participam efetivamente do sistema de suspensão como elementos de absorção dos esforços, sendo esses últimos calculados a partir do deslocamento do amortecedor-mola, como também já mencionado.



Figura 4.8: Transdutor de deslocamento no amortecedor dianteiro esquerdo, Fonte: De autoria própria.

4.4.2 Aquisição de dados

Para a leitura e obtenção dos dados advindos dos extensômetros e transdutores utilizados neste trabalho, foi selecionado o módulo de aquisição de dados de alta performance ADS1800, figura 4.9, da empresa Lynx, empresa de tecnologia brasileira com atuação mundial e uma das líderes do mercado brasileiro em sua área de atuação. Este módulo conta com entradas analógicas universais configuráveis individualmente por software, o que possibilita a montagem de um sistema distribuído de aquisição de dados, o que reduz drasticamente os gastos com cabeamento, uma vez que os módulos podem ficar próximos aos pontos de medição. O modelo ADS1800 selecionado foi disponibilizado pelo Departamento de Engenharia Mecânica através do professor orientador Luís Augusto Mendes Veloso.



Figura 4.9: Imagem retirada do *site* da Lynx Tecnologia referente ao modelo ADS1800.

4.4.3 Calibração

A calibração dos extensômetros foi feita no próprio software AdDados, em que a partir da definição de operação sob 1/4 de ponte para cada extensômetro utilizado, insere-se a resistência nominal dos extensômetros e os *Gage factor* (GF) dos mesmos.

Um fator importante a se ressaltar é que devido ao comprimento dos cabos necessário para a realização do ensaio do *drop test* ser grande por causa da elevação do protótipo a diferentes alturas, usou-se uma ligação a 3 fios da ponte de *Wheatstone*, de forma a compensar a influência do comprimento dos cabos nas resistências dos extensômetros.

Após isso, os módulos utilizam resistores com resistência fixa denominados de *Shunt*, que são acoplado a um dos terminais da ponte de *Wheatstone* e servem como parâmetro para a calibração efetiva dos extensômetros, a partir do sinal de tensão elétrica gerado.

Para a calibração dos transdutores, utilizou-se também o software AdDados, em que realiza-se uma regressão linear a partir da inserção dos valores de curso máximo e mínimo do transdutor, que condiz com as tensões/deslocamentos de 0 V/0 mm e 10 V/100 mm, respectivamente. Isso significa que com o amortecedor na sua posição livre, os módulos leem 0 V e 0 mm de deslocamento e com ele todo pressionado a leitura é de 10 V/100 mm de deslocamento do amortecedor.

4.5 VALIDAÇÃO DO MODELO DE CÁLCULO - EXTENSOMETRIA

A partir dos dados de deformação medida pelos extensômetros, o cálculo da força vertical de impacto advém de uma modelagem utilizando a forma de montagem do sistema, em relação à linha de ação da força na roda e como a mesma é transferida para a ponta de eixo do protótipo, conforme a figura 4.10.

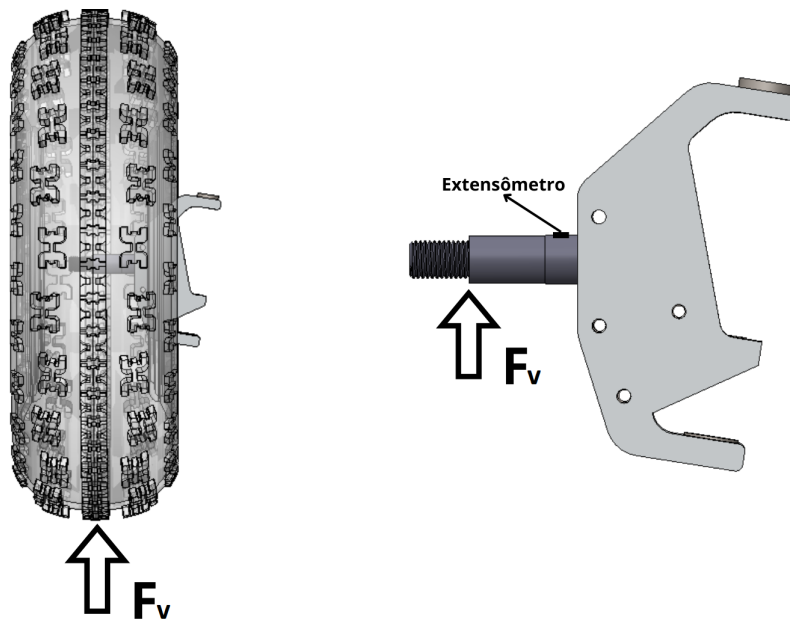


Figura 4.10: Linha de atuação da força de impacto, Fonte: De autoria própria.

Com isso, para a obtenção do DCL para o cálculo da força F_H a partir da deformação lida pelo extensômetro, formulou-se a modelagem a partir da consideração de que, como a ponta de eixo é fixada na manga através de uma união por interferência, o sistema pode ser modelado, figura 4.11, como uma viga engastada, onde a viga assume o papel da ponta de eixo do sistema real e o engaste seria equivalente à união por interferência. A equação utilizada para o cálculo resulta da igualdade entre as equações 3.32 e 3.25, sendo descrita na equação 4.1.

As propriedades geométricas e do material da ponta de eixo estão presentes na tabela 4.3.

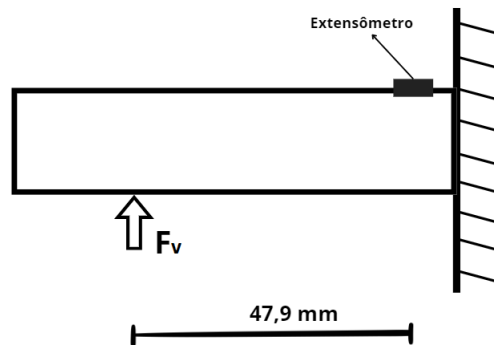


Figura 4.11: DCL esquemático da força no sistema ponta de eixo e manga, Fonte: De autoria própria.

$$\epsilon \cdot E = \frac{M \cdot c}{I} \quad (4.1)$$

Tabela 4.3: Propriedades - Ponta de Eixo.

Propriedade	Valor
Diâmetro	20,5 mm
Distância da linha neutra	10,25 mm
Momento de inércia	8670 mm ⁴
Módulo de elasticidade	210 GPa

Para a validação da metodologia de cálculo do esforço a partir da deformação do extensômetro, foi realizado um ensaio onde o conjunto contendo pneu, roda, cubo, ponta de eixo e manga foram fixado através de uma morsa e foi aplicada uma força conhecida de 196 N.

A figura 4.12 contém a representação esquemática do ensaio, enquanto que as figuras 4.13 mostram fotografias do ensaio.

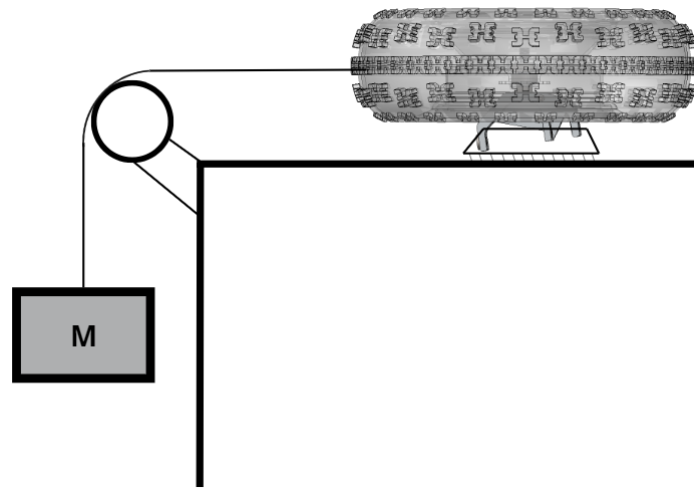


Figura 4.12: Esquema de validação, Fonte: De autoria própria.

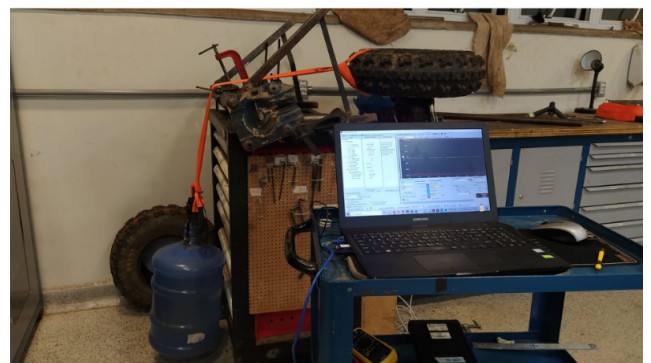


Figura 4.13: Sistema utilizado para validação, Fonte: De autoria própria.

Para a realização do teste, foi necessário prosseguir com todas as etapas já mencionadas para a colagem e a calibração dos extensômetros.

Portanto, obteve-se os seguintes resultados:

Tabela 4.4: Deformações ($\mu\text{m}/\text{m}$) medidas.

	Medida
Teste 1	48,2
Teste 2	52,5
Teste 3	49,8
Teste 4	50,2
Teste 5	51,5
Média	50,44

O valor calculado real de deformação é feito através da equação 4.1, onde M é o momento gerado pela força vertical no pneu e igual à $47,9 \text{ mm} \times F_V$, conforme a modelagem da figura 4.11:

$$\epsilon = \frac{M \cdot c}{I \cdot E} = \frac{F \cdot d \cdot c}{I \cdot E} = \frac{196 \cdot 0,0479 \cdot 0,01025}{8,670 \times 10^{-9} \cdot 210 \times 10^9} = 52,9 \mu\text{m} \quad (4.2)$$

Com isso, comparando-se a média dos valores obtidos experimentalmente pela bancada e o valor real calculado, valida-se a modelagem adotada, com erro menor que 5%.

4.6 ESTRUTURA DO DROP TEST

Para a realização do teste, utilizou-se o espaço em frente ao Bloco G (Laboratório de Engenharia Mecânica) da Universidade de Brasília e a girafa pneumática desse mesmo bloco. Para a fixação do protótipo na girafa e a restrição da direção, para o não-esterçamento das rodas durante o procedimento do ensaio, usou-se diversas cordas, conforme figura 4.14. E para a soltura instantânea, utilizou-se um cinto de engate rápido. Para o processo de soltura, amarrou-se uma corda no engate do cinto a fim de que se pudesse acionar esse mecanismo de uma distância segura, sem risco de acidente, figura 4.15.

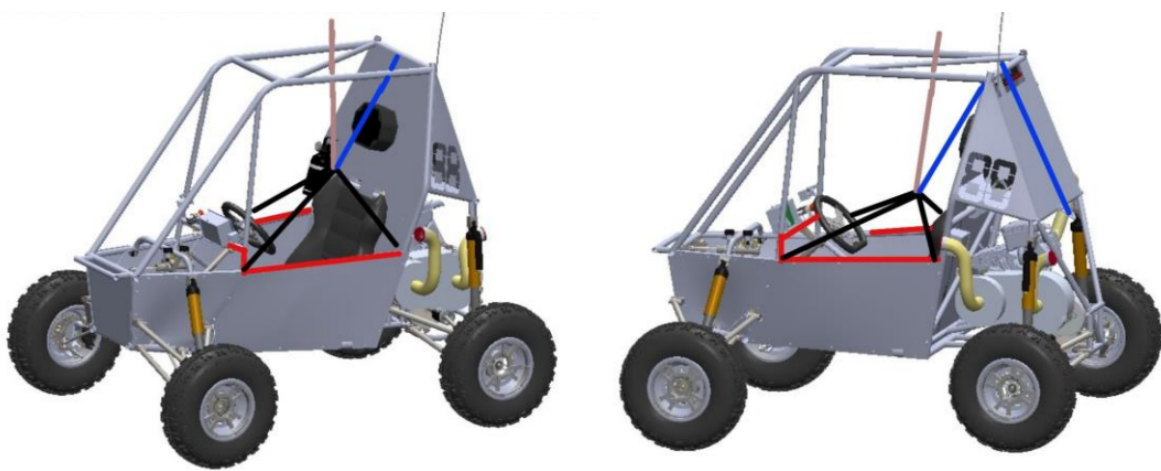


Figura 4.14: Sistema de cordas para fixação, Fonte: De autoria própria.



Figura 4.15: Estrutura do ensaio, Fonte: De autoria própria.



Figura 4.16: Extensômetros e transdutores conectados aos módulos e calibrados, Fonte: De autoria própria.

Na tabela 4.5, contém os canais dos módulos utilizados para cada extensômetro e transdutor.

Tabela 4.5: Tabela com os canais de cada extensômetro.

Extensômetro	Canal
E1	Canal 1
E2	Canal 2
E3	Canal 3
E4	Canal 4
D1	Canal 5
D2	Canal 6
D3	Canal 7
D4	Canal 8
trans-dir	Canal 9
trans-esq	Canal 10



Figura 4.17: Protótipo erguido, Fonte: De autoria própria.

Antes de realizar o ensaio foi feita a calibração dos pneus e amortecedores. A calibração correta dos amortecedores é essencial para o realização dos ensaios pois um dos métodos de calculo dos esforços se baseia na compressão do amortecedor. Na tabela 4.6 apresentam-se os valores de pressão adotados durante o ensaio

Tabela 4.6: Pressões Pneu e Amortecedor.

	Pneu (PSI)	Mola-Amortecedor (PSI)
Dianteiro	10	30
Traseiro	12	50

Para a verificação da igualdade de altura entre as rodas, utilizou-se uma trena em conjunto com um regulador de ângulo de celular, figura 4.18, para também verificar a condição de equilíbrio entre os dois lados do protótipo, para não ocorrer erros de medição devido a possíveis tempos de queda diferentes entre eles.



Figura 4.18: Regulagem de ângulo, Fonte: De autoria própria.

Pelo fato dos extensômetros da manga de eixo terem sido colados com o componente fora do protótipo, a diferença de posição dos extensômetros é considerável para as análises de resultado, principalmente em relação aos cálculos de esforços de reação na queda, conforme pode ser observado na figura 4.19.

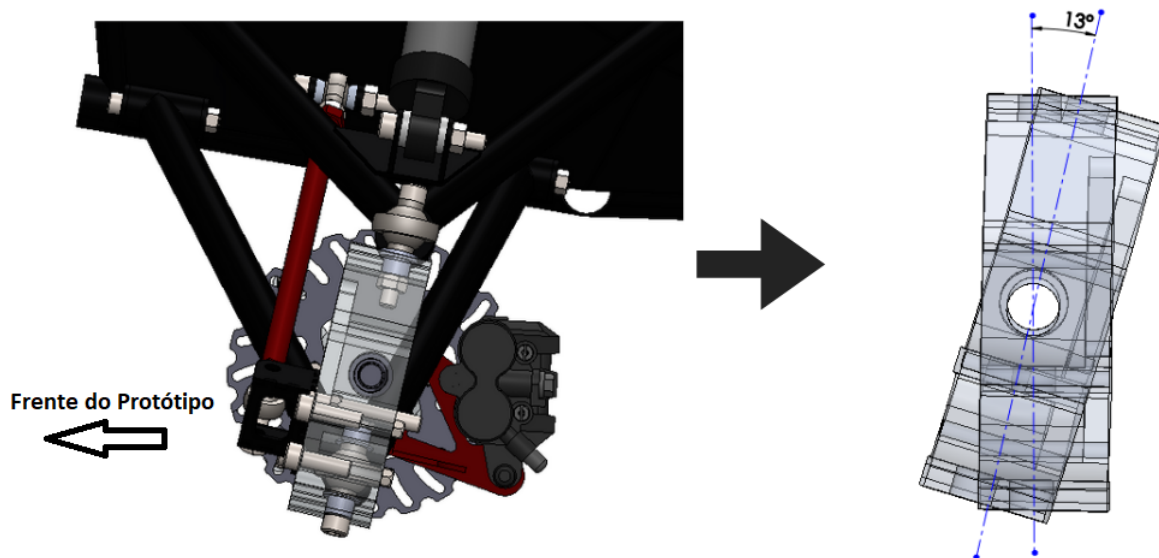


Figura 4.19: Diferença de orientação da manga de eixo, Fonte: De autoria própria.

Visando a obtenção dos esforços resultantes das quedas livres no sistema de suspensão do protótipo sob diferentes condições, foram definidas diferentes alturas nas quais o protótipo foi erguido e solto, baseado também na limitação de altura da girafa pneumática utilizada, sendo então definidas as alturas de 300 mm, 600 mm e 900 mm, com base nas referências do trabalho.

Após a realização dos ensaios relativos ao *drop test*, foram analisados as deformações obtidas pelos extensômetros e os deslocamentos dos amortecedores obtidos através dos transdutores

lineares.

4.7 PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

4.7.1 Extensometria

Para a obtenção da força de impacto vertical a partir da deformação medida pelos extensômetros colados na ponta de eixo, foi definida, primeiramente, a utilização da modelagem de cálculo já apresentada anteriormente na validação do modelo de cálculo, figuras 4.10 e 4.11 e a equação 4.1. Para a deformação medida, utiliza-se o pico de leitura do extensômetro, uma vez que esse corresponde com o instante de maior força atuante na roda.

Como comportamento esperado da ponta de eixo devido à força vertical atuante no impacto, numa direção apontando para o centro da roda, tem-se a medição de deformações compressivas nos extensômetros localizados na parte superior da ponta de eixo e tensões trativas na parte inferior, de modo a se assemelhar com um sistema sob flexão pura, 4.20.

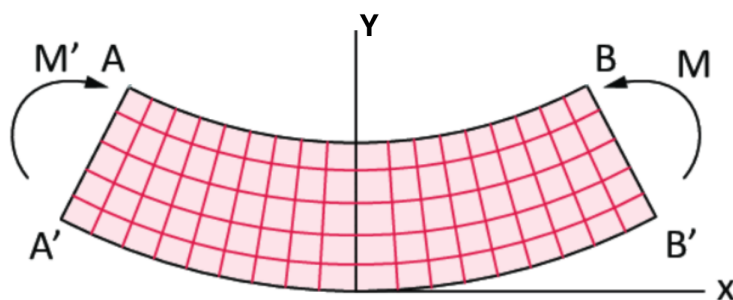


Figura 4.20: Flexão Pura, Fonte: Norton (2013).

4.7.2 Transdutores

A partir da medição de deslocamento obtida pelo transdutor linear, será calculada a força exercida pelo conjunto mola-amortecedor para manter o sistema em equilíbrio. Para a determinação do esforço realizado pelo conjunto mola-amortecedor, serão usados dados de caracterização do mesmo.

A caracterização do conjunto foi realizada por meio de uma máquina universal de ensaios (MTS) e foi dividido em duas etapas.

A primeira etapa foi a caracterização da rigidez do sistema. O conjunto mola-amortecedor foi comprimido a uma velocidade constante para construir o gráfico Força X Deslocamento, figura 4.21. A velocidade de compressão do ensaio foi de 20 mm/min, de modo a desprezar a componente de amortecimento nesse ensaio, para assim ser possível a obtenção da curva sob efeito somente da força elástica da mola.

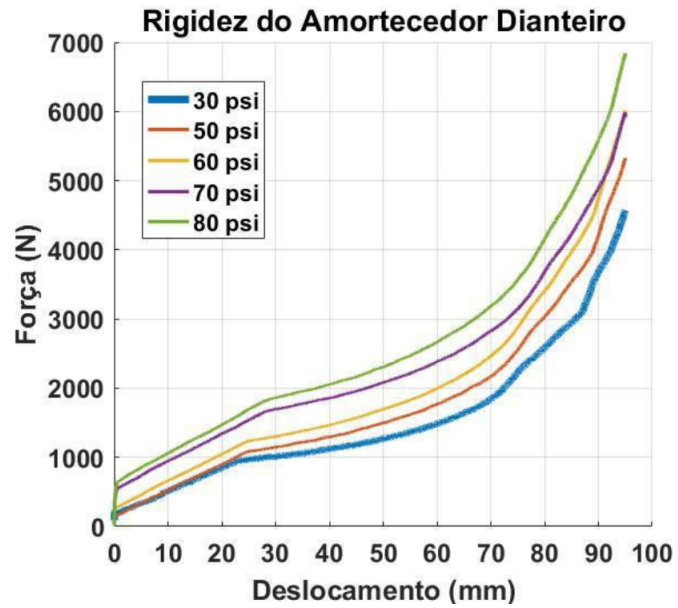
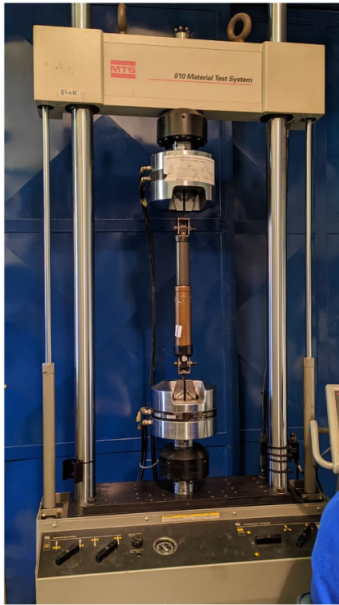


Figura 4.21: Ensaio na MTS e gráfico de Força x Deslocamento do amortecedor, Fonte: Equipe Piratas do Cerrado.

A segunda etapa foi a caracterização do amortecimento a partir de um ensaio cíclico de tração e compressão, figura 4.22. Para o ensaio, a câmara de ar do conjunto mola-amortecedor foi esvaziada para eliminar a componente de força elástica da mola.

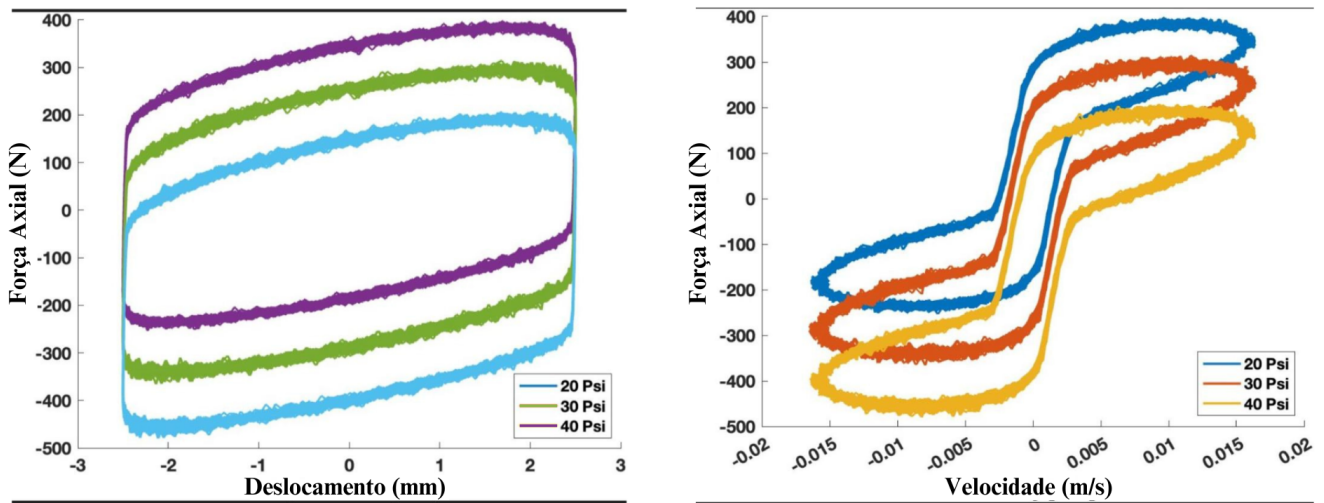


Figura 4.22: Curvas para retirada de amortecimento, Fonte: Equipe Piratas do Cerrado.

Dessa forma, utiliza-se o pico de força atuante máxima, que condiz com uma análise do deslocamento do amortecedor e da velocidade de compressão, devido ao termo de amortecimento, equação 4.3 podendo-se assim calcular a força vertical atuante com auxílio do DCL de representação do sistema de suspensão com a compressão do amortecedor:

$$F_{amort} = k \cdot u + c \cdot \dot{u} \quad (4.3)$$

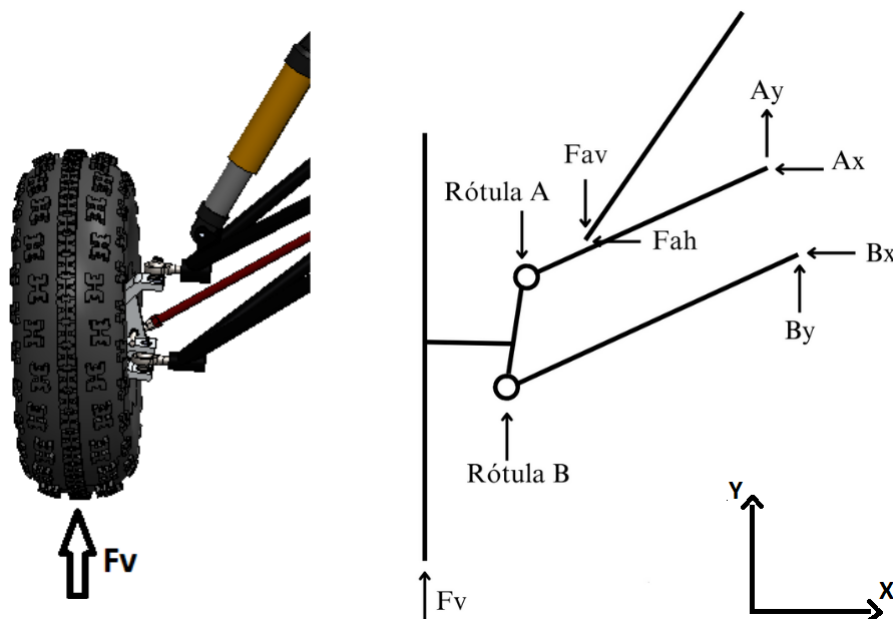


Figura 4.23: DCL para cálculo de F_v , Fonte: De autoria própria.

Tabela 4.7: Nomenclaturas do DCL para cálculo de F_v .

Nomenclatura	Esforço
F_v	Força Vertical na roda
F_{av}	Componente vertical de F_{amort}
F_{ah}	Componente horizontal de F_{amort}
A_x	Reação horizontal na orelinha A
A_y	Reação vertical na orelinha A
B_x	Reação horizontal na orelinha B
B_y	Reação vertical na orelinha B

4.8 RESULTADOS PRELIMINARES

Com as metodologias de cálculo definidas, fez-se um primeiro ensaio de uma altura de 300 mm, em que obteve-se os seguintes resultados de deformação dos extensômetros D1 e D3:

Tabela 4.8: Deformações ($\mu\text{m/m}$) medidas pelos extensômetros D1 e D3.

	D1	D3
Teste 1	1932	-1759
Teste 2	1671	-1528
Teste 3	1521	-1355
Teste 4	1889	-1715
Teste 5	1656	-1481

Após uma análise preliminar dos resultados, constatou-se uma não-conformidade com o comportamento previsto através da modelagem anteriormente realizada e de sua validação.

Ao observar os dados dos valores de deformações dos extensômetros, percebe-se que os valores medidos por D1 são de natureza trativa e os valores medidos por D3 são de natureza compressiva, o que vai contra o esperado.

4.8.1 Solução de análise

Dessa forma, houve a necessidade de se investigar o porquê dos resultados de deformação terem resultado em valores totalmente não correspondentes com o modelo definido.

Para isso, pensou-se primeiramente que poderia ter ocorrido erro na identificação no sistema de aquisição de dados, onde o extensômetro superior foi alocado na posição inferior do eixo e vice-versa. Entretanto, a identificação dos extensômetros em relação ao eixo foi checada diversas vezes, o que descarta essa possibilidade de erro.

Essa premissa foi confirmada quando realizou-se um teste de queda de uma altura de 50 mm, no qual foi inserida vaselina no piso de forma a diminuir significativamente possíveis efeitos de atrito entre o pneu e o solo que possam ter resultado em algum esforço atuante no sistema não esperado, obtendo-se os seguintes resultados:

Tabela 4.9: Comparação de deformações ($\mu\text{m}/\text{m}$) com e sem vaselina.

	Sem Vaselina	Com Vaselina
D1	629,1	-123,9
D2	163,4	64,1
D3	-678,8	137,8

A partir dos resultados do ensaio com e sem vaselina no piso, conclui-se que o atrito existente no contato pneu-solo era suficiente e significativo para gerar uma força horizontal no pneu, de modo a contribuir com um momento e uma força axial atuantes na ponta de eixo, conforme a nova modelagem:

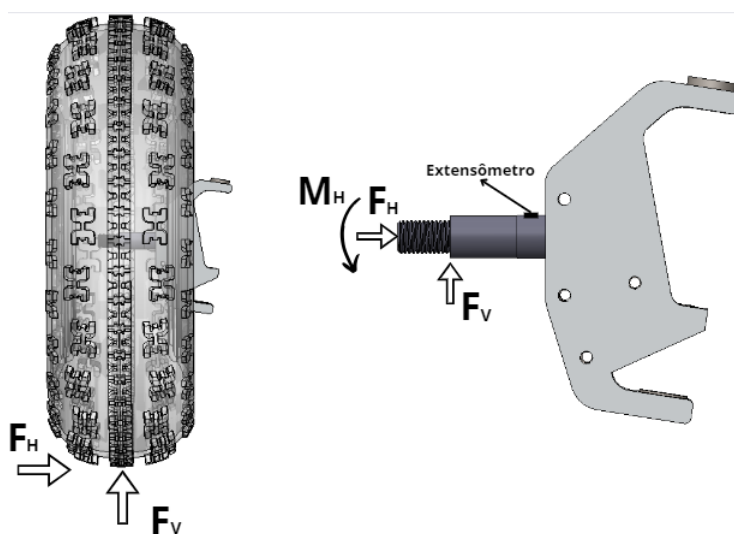


Figura 4.24: Força horizontal e momento atuantes, Fonte: De autoria própria.

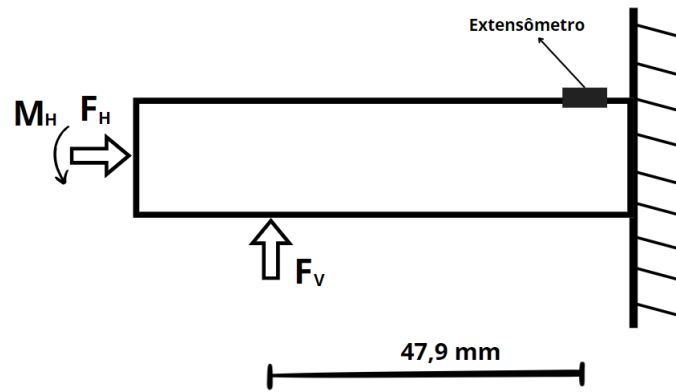


Figura 4.25: DCL da nova modelagem, Fonte: De autoria própria.

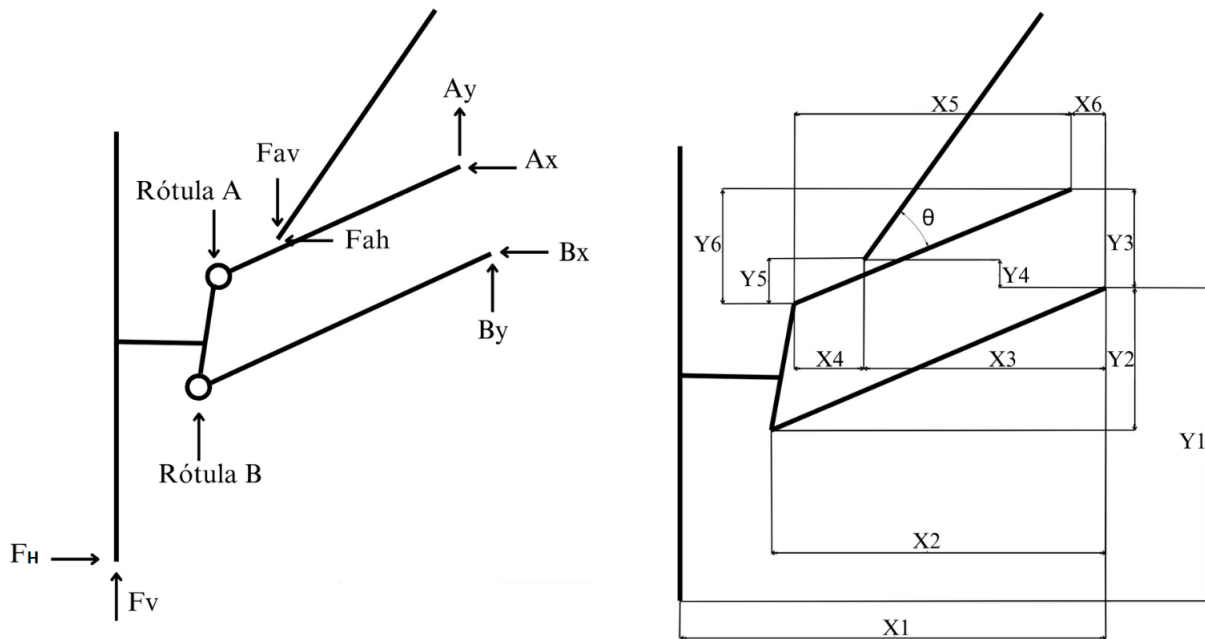


Figura 4.26: DCL com F_H , Fonte: De autoria própria.

A relação existente entre F_V e F_H pode ser obtida a partir dos resultados da tabela 4.9, onde a deformação resultante apenas da força vertical é relativa ao valor do teste com vaselina de $-123,9 \mu\text{m}$, onde F_V é calculado com auxílio da equação 4.2:

$$|F_V| = \frac{\epsilon_1 \cdot I \cdot E}{d \cdot c} = \frac{123,9 \times 10^{-6} \cdot 8,670 \times 10^{-9} \cdot 210 \times 10^9}{0,0479 \cdot 0,01025} = 459,8 \text{ N} \quad (4.4)$$

Já a deformação resultante ϵ_2 no teste sem vaselina, onde há o efeito do atrito e consequentemente o surgimento da força horizontal na roda, é resultado da deformação ϵ_1 calculada anteriormente mais as deformações resultantes da tensão normal de F_H e da tensão devido ao momento $M_H = r_{pneu} \times F_H$, conforme a figura 4.25:

$$\epsilon_2 = 629,1 \mu\text{m} = \epsilon_1 + \frac{F_H \cdot r_{pneu} \cdot c}{I \cdot E} + \frac{F_H}{A \cdot E} \quad (4.5)$$

De modo que, pode-se calcular F_H e a relação $\frac{F_H}{F_V}$ com a equação 4.5:

$$F_H \times \left(\frac{r_{pneu} \cdot c}{I \cdot E} + \frac{1}{A \cdot E} \right) = \epsilon_2 - \epsilon_1 \quad (4.6)$$

$$F_H = 481,37 \text{ N} \quad (4.7)$$

$$\frac{F_H}{F_V} = 1,047 \quad (4.8)$$

A partir da nova modelagem foi realizado o somatório de forças e momentos em torno do ponto B, fornecendo o sistema linear:

A partir do D.C.L. mostrado na figura 4.26 pode-se escrever cinco equações de equilíbrio, a saber: equilíbrio de forças na direção vertical; equilíbrio de forças na direção horizontal; equilíbrio de momentos em relação ao apoio B; momentos nulos nas rótulas A e B. Além disso, fazendo-se uso da relação entre F_H e F_V expressa em 4.8, obtém-se um sistema linear composto por seis equações e seis incógnitas dado pela expressão 4.9, onde é possível determinar F_H e F_V a partir da força de compressão do amortecedor.

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ Y3 & -X6 & 0 & 0 & -X1 & Y1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1,047 & 1 \\ Y6 & X5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y2 & X2 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_x \\ A_y \\ B_x \\ B_y \\ F_V \\ F_H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{ah} \\ F_{av} \\ -F_{ah} \cdot Y4 - F_{av} \cdot X3 \\ 0 \\ -F_{ah} \cdot Y5 + F_{av} \cdot X4 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

5 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS A PARTIR DAS DEFORMAÇÕES DA PONTA DE EIXO

5.1 DEFORMAÇÕES MEDIDAS NAS PONTAS DE EIXO

Após realização dos ensaios foram coletados os picos de deformação para determinar o esforços máximos atuantes na ponta de eixo. O tratamento dos dados forneceu gráficos de deformação para cada altura como os apresentados nas figuras 5.1, 5.2 e 5.3.

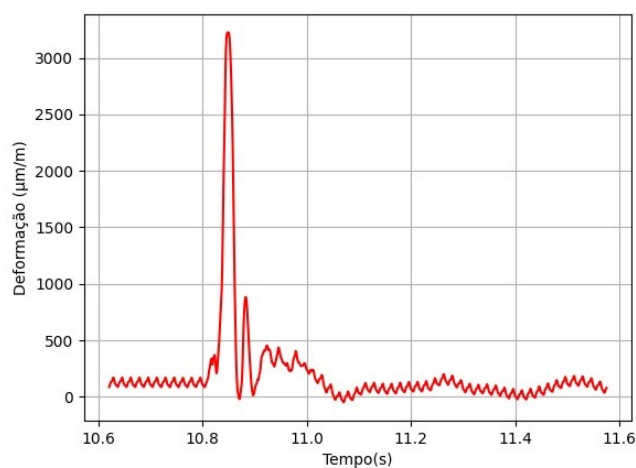


Figura 5.1: Deformação ponta de eixo após queda a 300 mm

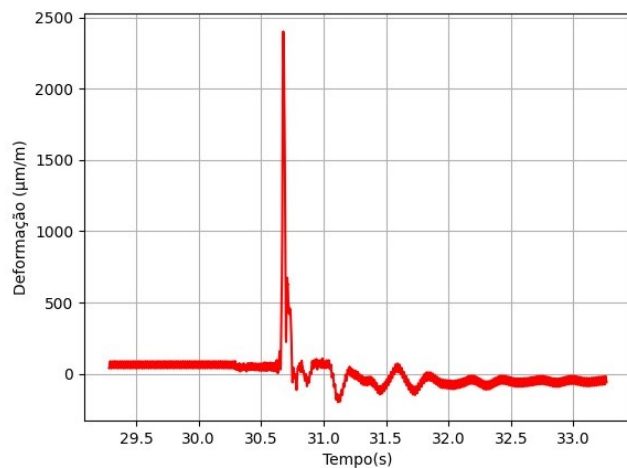


Figura 5.2: Deformação ponta de eixo após queda a 600 mm

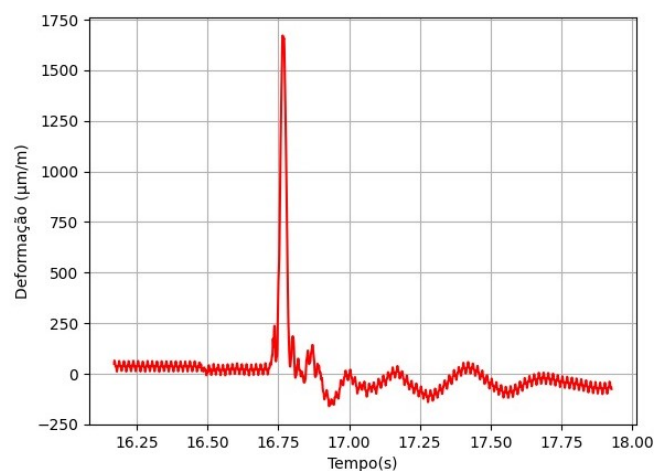


Figura 5.3: Deformação ponta de eixo após queda a 900 mm

A seguir, apresenta-se as tabelas contendo os valores de medição de cada um dos 5 ensaios realizados, para cada altura de queda definida.

Durante a realização dos ensaios, os extensômetros E2, E3 e D4 não realizaram medições. Isso se deve, possivelmente, à falhas na colagem e ao desprendimento dos extensômetros da superfície durante os ensaios.

Tabela 5.1: Deformações ($\mu\text{m/m}$) extensômetro E1 e E4

	Extensômetro E1			Extensômetro E4		
	300 mm	600 mm	900 mm	300 mm	600 mm	900 mm
Teste 1	1115	1736	2555	291	478	560
Teste 2	1524	1655	2537	301	720	523
Teste 3	1886	2067	2614	362	398	561
Teste 4	1211	2059	3742	306	432	716
Teste 5	1632	1841		405	427	
média	1473,6	1871,6	2862	333	491	590
Desv. Padrão	314,35	186,77	587,59	48,84	131,18	85,84

Tabela 5.2: Deformações ($\mu\text{m/m}$) extensômetros D1, D2 e D3

	Extensômetro D1			Extensômetro D2			Extensômetro D3		
	300 mm	600 mm	900 mm	300 mm	600 mm	900 mm	300 mm	600 mm	900 mm
Teste 1	1932	2847	3563	477	727	941	-1759	-2587	-3173
Teste 2	1671	2400	3533	443	897	960	-1528	-2140	-3171
Teste 3	1521	2786	3226	406	832	1006	-1355	-2528	-2902
Teste 4	1889	2574	2748	499	722	802	-1715	-2338	-2478
Teste 5	1656	2853		414	806		-1481	-2553	
média	1733,8	2692	3267,5	447,8	796,8	927,25	-1567,6	-2429,2	-2931
Desv. Padrão	172,23	198,73	378,34	39,96	73,88	87,85	167,80	188,38	327,73

5.1.1 Gráficos de dispersão das deformações médias nas pontas de eixo

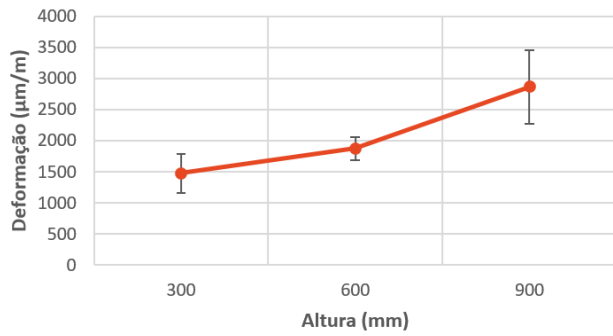


Figura 5.4: Dispersão das deformações médias de E1

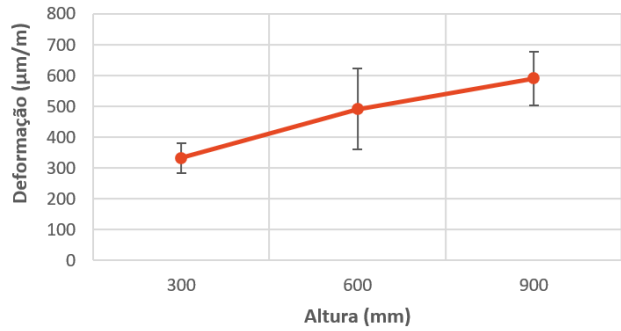


Figura 5.5: Dispersão das deformações médias de E4

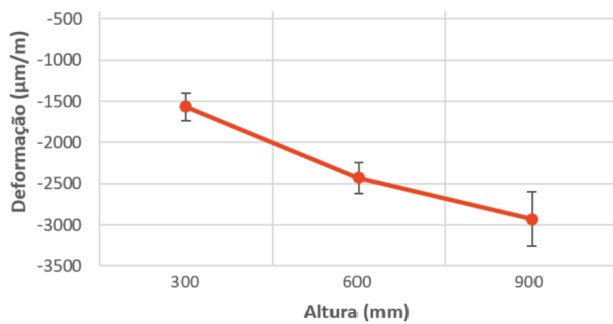


Figura 5.6: Dispersão das deformações médias de D3

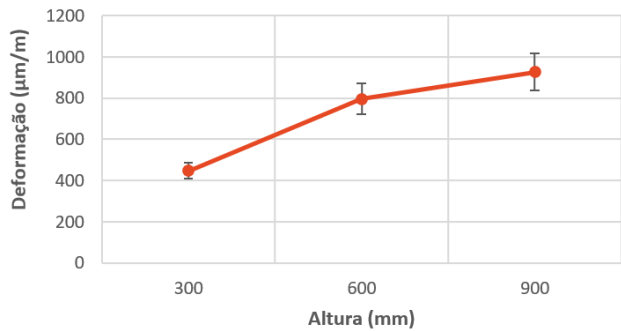


Figura 5.7: Dispersão das deformações médias de D2

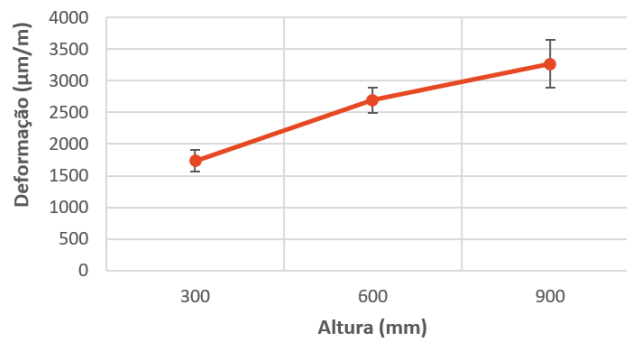


Figura 5.8: Dispersão das deformações médias de D1

Após a obtenção dos dados foi realizada a correção das deformações devido a angulação da manga de eixo. Para isso foi encontrada a equação do plano de deformações obtidas na ponta de eixo direita. Os valores corrigidos estão apresentados na tabela 5.3

Tabela 5.3: Deformações ($\mu\text{m}/\text{m}$) corrigidas

Ext.	Deformação 300 mm			Deformação 600 mm			Deformação 900 mm		
	Inf.	Cent.	Sup.	Inf.	Cent.	Sup.	Inf.	Cent.	Sup.
Teste 7	-1793	87	1966	-2652	130	2912	-3255	195	3644
Teste 8	-1571	71	1714	-2254	130	2514	-3260	181	3622
Teste 9	-1391	83	1557	-2618	129	2876	-3013	162	3337
Teste 10	-1761	87	1935	-2411	118	2647	-2561	135	2831
Teste 11	-1514	88	1689	-2631	150	2931	-	-	-
Média	-1606,00	83,20	1772,20	-2513,20	131,40	2776,00	-3022,25	168,25	3358,50
Desv. Padrão	169,49	7,09	173,70	174,47	11,57	185,61	328,40	25,97	378,44

Após correção dos valores medidos foi utilizada a equação 4.4 para determinar os esforços atuantes na ponta de eixo e estes estão apresentados na tabela 5.4.

Tabela 5.4: Forças atuantes na suspensão

Altura (mm)	Força Vertical (N)	Força Horizontal (N)
300	1300,0	1361,1
600	2036,4	2132,1
900	2463,7	2579,5

6 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS A PARTIR DOS DESLOCAMENTOS DOS AMORTECEDORES

6.1 DESLOCAMENTOS DOS AMORTECEDORES

Na tabela 6.1 apresentam-se os deslocamentos máximos apresentados pelos amortecedores durante os ensaios.

Tabela 6.1: Deslocamentos (mm) dos transdutores

	Transdutor Direito			Transdutor Esquerdo		
	300 mm	600 mm	900 mm	300 mm	600 mm	900 mm
Teste 1	24,9	41,7	51,2	27,7	39,0	49,6
Teste 2	21,6	43,8	50,8	27,9	41,2	51,8
Teste 3	19,0	38,6	50,7	23,3	38,5	52,6
Teste 4	27,8	40,4	46,6	26,1	41,2	57,5
Teste 5	24,7	42,6		31,1	39,1	
média	23,60	41,42	49,83	27,21	39,81	52,86
Desv. Padrão	3,38	2,01	2,16	2,83	1,29	3,31

6.1.1 Gráficos de dispersão dos deslocamentos médios nos transdutores lineares

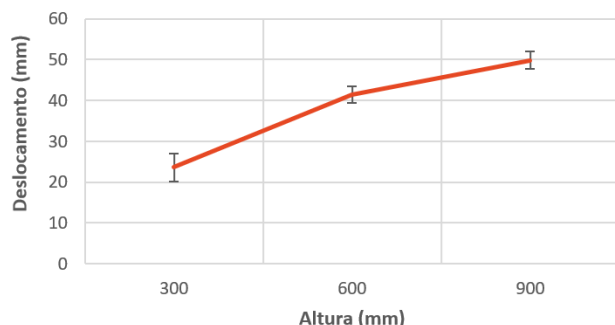


Figura 6.1: Dispersão dos deslocamentos médios de transdir

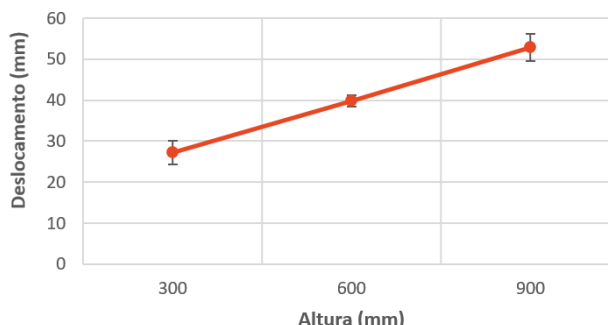


Figura 6.2: Dispersão dos deslocamentos médios de trans-esq

6.2 DETERMINAÇÃO DO INSTANTE DE MAIOR ESFORÇO

É possível determinar os esforços atuantes na suspensão durante o impacto do veículo com o solo por meio da estática. Para isso, devem ser feitas algumas considerações. Devido as características cinemáticas da suspensão, deve-se escolher um instante no tempo do ensaio para realizar a construção do D.C.L.

O instante selecionado para análise foi aquele em que o amortecedor exercia maior esforço contra o braço de suspensão. Escolheu-se este momento para determinar as maiores componentes de forças durante o ensaio.

Sabe-se também que a força do amortecedor é dividida em duas componentes, como apresentado na equação 4.3.

Assim, o instante no tempo escolhido para determinação dos esforços atuantes foi aquele em que o amortecedor experimentava a maior velocidade de compressão. Foi escolhido este instante devido as magnitudes das força experimentas devido a rigidez da mola e o amortecimento do amortecedor, onde a componente do amortecimento se mostrou mais relevante.

6.3 DETERMINAÇÃO DO ESFORÇO NO AMORTECEDOR

A força exercida pelo amortecedor pode ser calculada pela equação 4.3. Para isso é necessário determinar a velocidade de compressão do amortecedor. Essa velocidade foi obtida a partir da derivação da curva de compressão do mesmo. A derivação é realizada pelo próprio sistema de aquisição de dados por meio da aplicação de um filtro. As figuras 6.3, 6.4 e 6.5 representam gráficos típicos de velocidade de compressão ocorridos nos ensaios a 300 mm, 600 mm e 900 mm respectivamente.

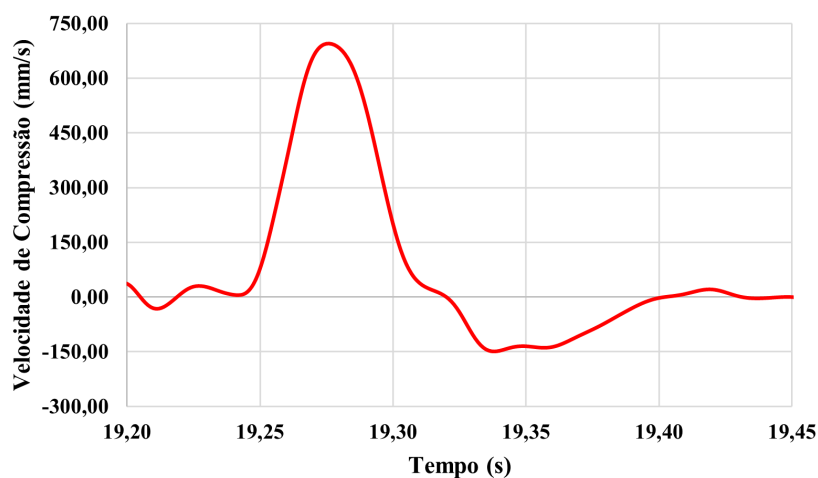


Figura 6.3: Velocidade de compressão em ensaio a 300 mm

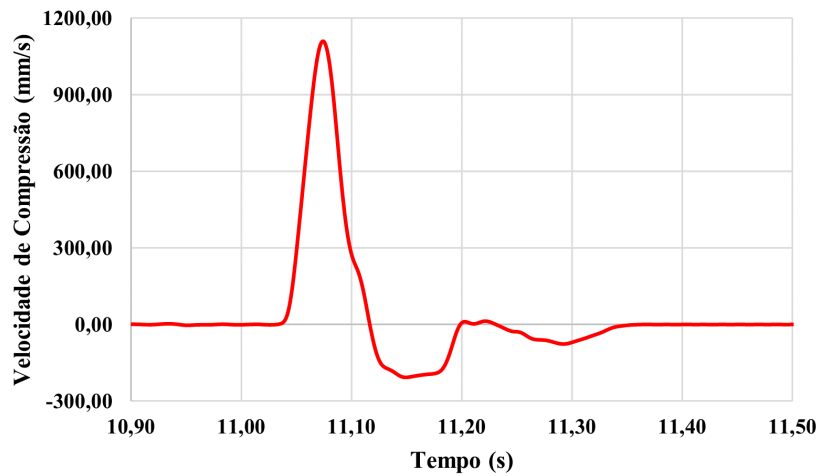


Figura 6.4: Velocidade de compressão em ensaio a 600 mm

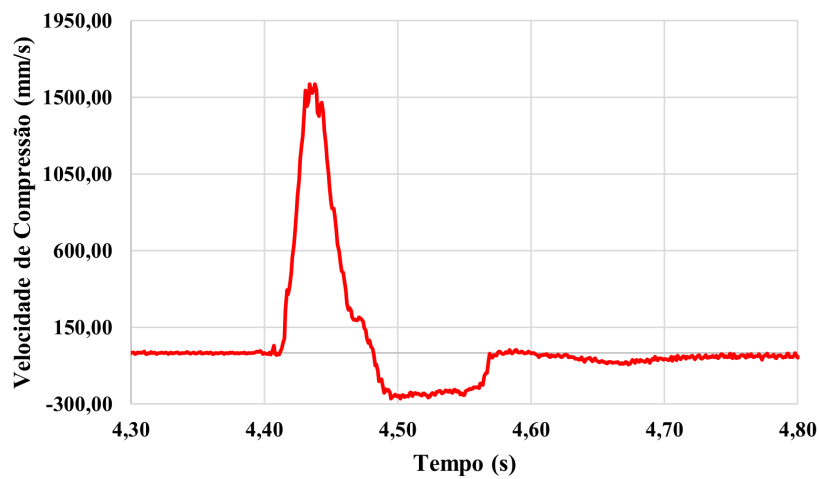


Figura 6.5: Velocidade de compressão em ensaio a 900 mm

Após a obtenção dos valores de velocidade foram identificados os instantes no tempo em que ocorreram os picos de velocidade. As imagens 6.6, 6.7 e 6.8 ilustram o quanto havia sido comprimido do amortecedor no pico de velocidade.

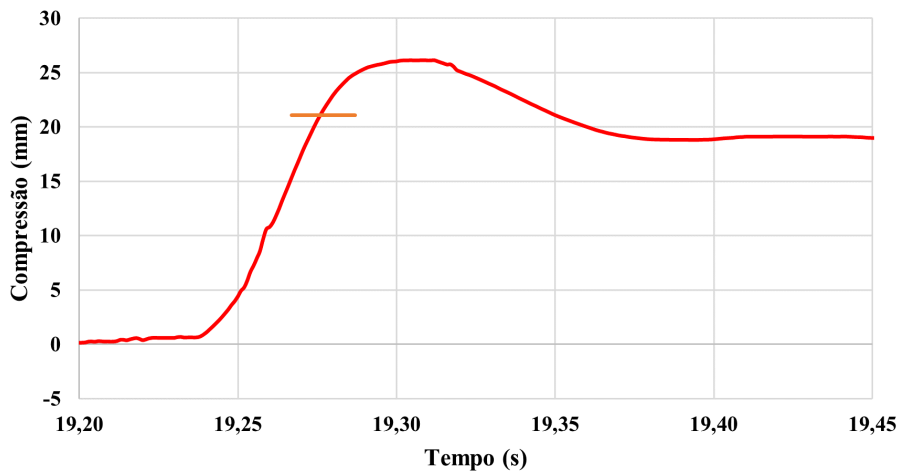


Figura 6.6: Compressão do amortecedor em ensaio a 300 mm

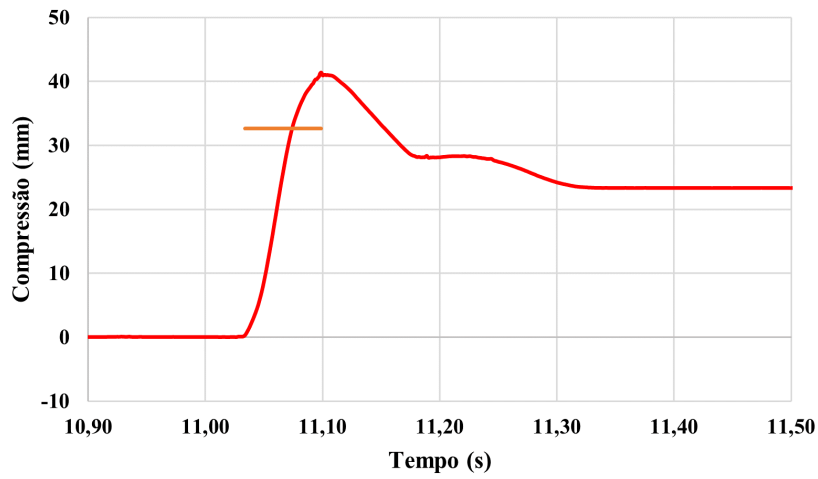


Figura 6.7: Compressão do amortecedor em ensaio a 600 mm

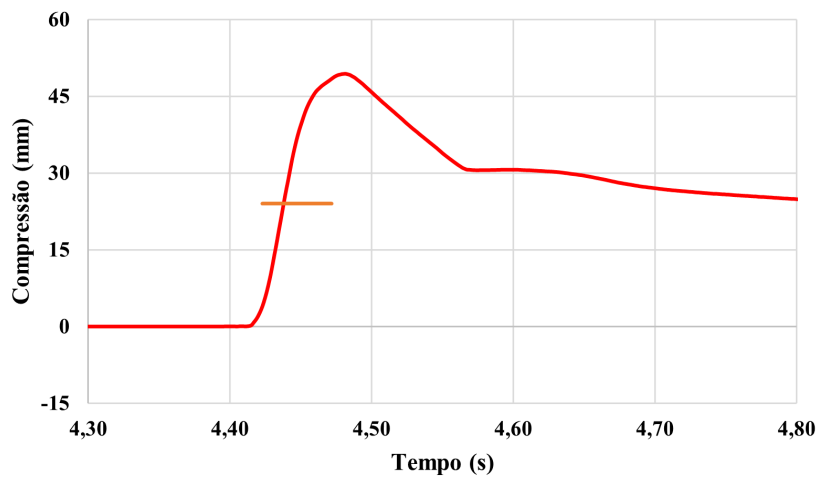


Figura 6.8: Compressão do amortecedor em ensaio a 900 mm

Na tabela 6.2 encontram-se as velocidades obtidas nos ensaios realizados e o quanto o amortecedor estava comprimido durante o pico de velocidade de compressão.

Tabela 6.2: Velocidade de compressão e compressão do amortecedor

Ensaio	300 (mm)	600 (mm)	900 (mm)
Velocidade Média (m/s)	0,77	1,16	1,60
Compressão Média no pico de velocidade (mm)	18,69	30,45	24,46

De posse dos valores de velocidade, compressão, e caracterização do amortecedor (previamente realizados pela equipe) e a partir da equação 4.3, foi possível determinar a força média exercida pelo amortecedor em cada ensaio:

Tabela 6.3: Força exercida pelo conjunto mola-amortecedor

Altura (mm)	Força devido rigidez (N)	Força devido amortecimento (N)	Força Total (N)
300	810,72	1147,5	1958,22
600	1022,16	1740	2762,16
900	970	2401,73	3371,73

Por fim, com auxílio do software SolidWorks foi possível construir o D.C.L correspondente para cada altura de ensaio, tendo como referência a compressão média do amortecedor no pico de velocidade de compressão, para posicionar os componentes de suspensão e alimentar o sistema de equações. A figura 6.9 indica a posição da suspensão no momento considerado para construção de cada D.C.L



Figura 6.9: Posição da suspensão para construção do D.C.L

Na tabela 6.4 encontram-se os valores utilizados para alimentar o sistema de equações.

Tabela 6.4: Tabela com parâmetros para sistema linear

	Ensaio a 300 mm	Ensaio a 600 mm	Ensaio a 900 mm
X1	470,7	482,1	477,0
X2	339,3	378,8	309,1
X3	267,4	274,5	271,5
X4	74,5	78,7	76,8
X5	339,3	314,0	309,1
X6	39,2	39,2	39,2
Y1	390,8	378,8	373,7
Y2	172,6	161,0	173,7
Y3	111,6	111,6	111,6
Y4	12,0	30,8	22,2
Y5	57,7	51,5	54,4
Y6	153,8	129,9	141,5

Por fim, o sistema de equações foi resolvido com auxílio do software Python fornecendo os resultados de força para cada altura:

Tabela 6.5: Forças atuantes na suspensão

Altura (mm)	Força Vertical (N)	Força Horizontal (N)
300	506,7	530,5
600	914,1	957,0
900	942,3	986,6

6.4 COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS

Após determinar os esforços atuantes na suspensão e comparar os resultados fornecidos pelos dois métodos propostos, percebeu-se uma discrepância entre os resultados. Essa diferença pode ter ocorrido pelo uso dos picos de deformação para determinar os maiores esforços atuantes na suspensão. Devido as características do ensaio, o choque entre o pneu e o solo podem gerar picos de sinal não condizentes com a realidade. Apesar dos altos níveis de deformação experimentados, os gráficos de deformação não apresentam características de plastificação do material da ponta de eixo. A ponta de eixo é fabricada em aço SAE 4340 e este material, a depender do tratamento térmico, atinge valores de resistência ao escoamento entre 750 e 1000 MPa, que corrobora o fato da não plastificação.

Os dados obtidos através da compressão do amortecedor se mostraram mais satisfatórios. Quando comparados com valores obtidos em trabalhos similares é possível observar a semelhança entre os valores apresentados, com semelhanças de até 79%. Quando comparadas com a massa de 1/4 do carro, de aproximadamente 40 kg, estes valores se tornam bem mais condizentes do que os obtidos por meio da deformação da ponta de eixo.

7 CONCLUSÃO

Devido as características de carregamento impostas aos componentes de um veículo *baja sae*, torna-se onerosa a modelagem dos carregamentos atuantes por meios convencionais. Diante disto, com o intuito de melhorar o projeto desenvolvido pela equipe, o trabalho em questão buscou maneiras alternativas para determinar os carregamentos atuantes na suspensão deste veículo.

Foram realizados *drop tests*, testes de impacto erguendo o veículo a alturas pré-determinadas e, por meio de instrumentação eletrônica, foram determinadas as deformações atuantes da ponta de eixo do veículo e a compressão do amortecedor após o impacto do veículo com o solo.

Inicialmente acreditava-se que as forças atuantes no veículo seriam predominantemente verticais, porém, ao analisar os dados dos testes, observou-se que a ponta de eixo possuía deformações típicas de tração em sua face superior e compressão em sua face inferior, comportamento diferente do esperado. Este comportamento exigiu uma investigação que mostrou uma grande influência da força de atrito durante o impacto na queda.

A partir dos dados coletados e do conhecimento da influência da força de atrito sobre a deformação na ponta de eixo, foram determinados os esforços atuantes na suspensão por dois métodos. O primeiro utilizou as deformações na ponta de eixo e o segundo a compressão do amortecedor. Pelas deformações na ponta de eixo chegou-se ao resultado de:

Tabela 7.1: Forças atuantes na suspensão - Deformação Ponta de Eixo

Altura (mm)	Força Vertical (N)	Força Horizontal (N)
300	1300,0	1361,1
600	2036,4	2132,1
900	2463,7	2579,5

E pela compressão do amortecedor chegou-se ao resultado de:

Tabela 7.2: Forças atuantes na suspensão - Compressão Amortecedor

Altura (mm)	Força Vertical (N)	Força Horizontal (N)
300	506,7	530,5
600	914,1	957,0
900	942,3	986,6

Pode-se observar que os valores de força encontrados analisando as deformações foram maiores que aqueles analisando a compressão do amortecedor. Uma possível causa para essa discrepância pode ser o uso do pico de deformação apresentado na ponta de eixo, onde talvez fosse mais recomendado usar um valor RMS para determinar esses valores. Por outro lado, os esforços encontrados a partir da compressão do amortecedor mostraram valores semelhantes aos encontrados em outros trabalhos, mostrando a coerência dos resultados apresentados.

7.1 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

- Realizar novos ensaios com extensômetros buscando aplicar frequências diferentes de aquisição, tentando minimizar as consequências do impacto
- Realizar ensaios em pista para alimentar uma futura análise de fadiga.
- Desenvolver novos componentes para a suspensão do veículo a partir dos dados obtidos nos testes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 LIMA, L. Z. d. Otimização do braço inferior da suspensão dianteira do veículo baja utilizando o método dos elementos finitos. Universidade Estadual Paulista (Unesp), 2011.
- 2 ECOFLEXPNEUS. 2023. Url<https://ecoflexpneus.com.br/conheca-as-partes-do-pneu-de-caminhao-e-suas-caracteristicas/>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 3 LEAL, L. d. C. M.; ROSA, E.; NICOLAZZI, L. C. Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis. Santa Catarina: Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.
- 4 MAXXIS. 2023. Url<https://lojasmaxxis.com.br/pneu-maxxis-23x7-10-6pr-razr-2-5276>. Acessado em 09 de Dezembro de 2023.
- 5 ITPTIRES. 2023. Url<https://www.itptires.com/our-products/product-detail/ss112-sport/>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 6 PEÇASVW. 2022. Url<https://pecas.vw.com.br/produto/manga-de-eixo-de-suspensao-5u0407255h/1788>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 7 PEÇASVW. 2022. Url<https://pecas.vw.com.br/produto/amortecedor-de-suspensao-jzw413031a/89>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 8 NAKATA. 2023. Url<https://www.nakata.com.br/Portfolio/Produtos/molas-helicoidais>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 9 COUNTERMAN. 2023. Url<https://www.counterman.com/counter-view-live-axle/>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 10 CARBLOGINDIA. 2020. Url<https://www.carblogindia.com/suspensions-macpherson-double-wishbone-solid-axle/>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 11 HIBBELER, R. C. Dinâmica. [S.l.]: Prentice Hall. Décimo segunda edição, México, DF, 2012.
- 12 NORTON, R. Projeto de Máquinas - 4ed. Bookman Editora, 2013. ISBN 9788582600238. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=Hq85AgAAQBAJ>>.
- 13 CALLISTER, W.; SOARES, S. Ciência e engenharia de materiais: uma introdução. Livros Técnicos e Científicos, 2008. ISBN 9788521615958. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=R3BwPgAACAAJ>>.
- 14 DALLY, J. W.; RILEY, W. F.; KOBAYASHI, A. Experimental stress analysis. 1978.
- 15 REFFATTI, F. Determinação das forças atuantes na suspensão dianteira de um veículo baja sae. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica)–Faculdade Horizontina, Horizontina, 2015.
- 16 HOFFMANN, K. et al. An introduction to measurements using strain gages. [S.l.], 1989.
- 17 BUDYNAS, R.; NISBETH, J. Elementos de Máquinas de Shigley - 10ª Edição. McGraw Hill Brasil, 2016. ISBN 9788580555554. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=ekN4CwAAQBAJ>>.
- 18 REED-HILL, R. E. Physical metallurgy principles. [S.l.]: Van Nostrand Reinhold Company, 1973.

- 19 MARIN, J. Mechanical Behavior of Engineering Materials. Prentice-Hall, 1962. (Springer Nature Book Archives Millennium). Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=_hraAAAAIAAJ>.
- 20 DOWLING, N. Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue. Pearson, 2013. ISBN 9780131395060. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=g1yCZwEACAAJ>>.
- 21 STEPHENS, R. I. et al. Metal Fatigue in Engineering. 2. ed. Nashville, TN: John Wiley & Sons, 2000. (A Wiley-Interscience publication).
- 22 YAN, L. T. W. Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de componentes do veículo baja sae submetidos a esforços de fadiga. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2011.
- 23 FONTOURA, C. P. et al. Comparison between vertical acceleration data from acquired signals and multibody model for an off-road vehicle. Sci Cum Ind, v. 6, p. 29–37, 2018.
- 24 AUGUSTINE, P. et al. Load identification of a suspension assembly using true-load self transducer generation. [S.l.], 2016.
- 25 AMAZON. 2023.
Url[https://www.amazon.com.br/s?k=amaonadgrpId=110172946314hvadid=458061219594hvdev=chvlocphy=1001541hv26342230hydacr=146511510609tag=hydrbrgk-20ref=](https://www.amazon.com.br/s?k=amaonadgrpId=110172946314hvadid=458061219594hvdev=chvlocphy=1001541hv26342230hydacr=146511510609tag=hydrbrgk-20ref=pd_s19pkh2pihfz_b)
pd_s19pkh2pihfz_b. Acessado em 11 de Julho de 2023.
- 26 BAJA SAE Brasil. 2023. Url<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>. Acessado em 11 de Julho de 2023.
- 27 RISALITI, E. et al. Virtual sensing of wheel center loads on a mcpherson suspension. In: 28th International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2018), Leuven, Belgium. [S.l.: s.n.], 2018. p. 17–19.
- 28 BRITO; NIGRI. CONJUNTO DE MANGAS DE EIXO EM LIGA DE ALUMiNIO 7075-T651 PARA PROTO TIPO DE FoRMULA SAE. 125 f. Monografia (Graduação) — Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasilia, Brasilia, 2021.
- 29 PEÇAHOJE. 2023. Url<https://www.pecahoje.com.br/cubo-da-roda-tras-com-rolamento-completo-chery-celer/p>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 30 GENTA, G.; MORELLO, L. The automotive chassis. [S.l.]: Springer, 2009. v. 1.
- 31 MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L.; METZ, L. D. Race car vehicle dynamics. [S.l.]: SAE international Warrendale, 1995. v. 400.
- 32 GILLESPIE, T. Fundamentals of vehicle dynamics. [S.l.]: SAE international, 2021.
- 33 REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. The automotive chassis: engineering principles. [S.l.]: Elsevier, 2001.
- 34 SIDEN. 2021. Url<https://www.sidem.be/workshop-tips/how-to-install-a-track-control-arm-without-preload/>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 35 JAZAR, R. N. Vehicle dynamics. [S.l.]: Springer, 2008. v. 1.
- 36 HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. Fundamentals of Physics. John Wiley & Sons Canada, Limited, 2010. (Halliday & Resnick Fundamentals of Physics). ISBN 9780470547939. Disponível em: <<http://books.google.co.uk/books?id=49h2cgAACAAJ>>.

37 BEER, F. Resistencia dos materiais. McGraw-Hill, 1982. ISBN 9780074500385. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=x8WNygAACAAJ>>.

38 IPTIRES. 2023. Url<https://www.itptires.com/our-products/product-detail/ss112-sport/>. Acessado em 09 de Dezembro de 2023.