

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL – UCS
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DA REGIÃO DOS VINHEDOS – CARVI
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

EVERTON REGINATTO

**AVALIAÇÃO DE UMA SUSPENSÃO DUPLO A APLICADA NA ESTRUTURA DE
UM VEÍCULO VW FUSCA VISANDO AUMENTO DA VIDA ÚTIL DOS
AMORTECEDORES**

BENTO GONÇALVES

2020

EVERTON REGINATTO

**AVALIAÇÃO DE UMA SUSPENSÃO DUPLO A APLICADA NA ESTRUTURA DE
UM VEÍCULO VW FUSCA VISANDO O AUMENTO DA VIDA ÚTIL DOS
AMORTECEDORES**

Trabalho de conclusão de curso, apresentado ao Centro de Ciências Exatas da natureza e de Tecnologia da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial para a conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. M.e Vagner Grison

BENTO GONÇALVES

2020

EVERTON REGINATTO

**AVALIAÇÃO DE UMA SUSPENSÃO DUPLO A APLICADA NA ESTRUTURA DE
UM VEÍCULO VW FUSCA VISANDO O AUMENTO DA VIDA ÚTIL DOS
AMORTECEDORES**

Trabalho de conclusão de curso, apresentado ao Centro de Ciências Exatas da natureza e de Tecnologia da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial para a conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 17 de dezembro de 2020

Banca Examinadora

Prof. M.e Wagner Grison
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. M.e Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. M.e Paulo R. Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul - UCS

RESUMO

Com o aumento dos adeptos do *off-road* e o elevado preço dos veículos com tração nas quatro rodas, é comum ver iniciantes neste meio optarem pela utilização de automóveis com tração traseira como o *Volkswagen Fusca*, porém, com o uso os componentes de suspensão começam a ser severamente afetados e apresentar falhas precoces devido ao uso em terrenos altamente irregulares. Uma alternativa para a suspensão dianteira é a substituição por uma suspensão chamada duplo A. Com isto, neste trabalho foi realizado a análise de vídeos para determinar as forças dinâmicas atuantes na suspensão atual por meio do *software Tracker Video Analysis*, comparando os deslocamentos, acelerações e forças atuantes entre a suspensão e a carroceria do veículo. Também para auxílio em trabalhos futuros foram identificados teoricamente a rigidez de quatro molas de diferentes formatos e obtendo valores próximos aos resultados encontrados através de ensaios de laboratório. Conforme o objetivo do trabalho, foram analisadas as forças resultantes na nova suspensão duplo A projetada para o veículo utilizando o procedimento indicado por Brown et. al, (2002). A verificação foi repetida variando a inclinação do amortecedor e a influência desta inclinação sobre as forças. A nova geometria duplo A desenvolvida para o veículo não proporcionou redução das forças atuantes sobre o amortecedor, porém com ela foi possível observar o efeito de ampliação destas forças com o aumento de inclinação do amortecedor. Pela facilidade de adequações na geometria duplo A através de trabalhos futuros será possível determinar um conjunto amortecedor/mola eficiente para a utilização do veículo impedindo a falha prematura deste componente.

Palavras chaves: Suspensão; Amortecedor; Duplo A; *Double Whisbone*; VW Fusca; *off-road*.

ABSTRACT

With the increase in fans of off-road and the high price of vehicles with four-wheel drive, it is common to see beginners choose to use cars with rear-wheel drive like the Volkswagen Beetle, however, with the use of the suspension components begin to be severely affected and to fail early due to use on highly uneven terrain. An alternative to the front suspension is to replace it with a double A suspension. Thereby, the video analysis was carried out to determine the dynamic forces acting on the current suspension using the Tracker Video Analysis software, comparing displacements, accelerations and forces acting between the suspension and the vehicle body. Contributing in a future work, the stiffness of four springs of different shapes were theoretically identified and obtaining values close to the results found through laboratory tests. According to the objective of the work, the forces resulting from the new double A suspension designed for the vehicle were analyzed using the procedure indicated by Brown et. al, (2002). The check was repeated varying the inclination of the damper and the influence of this inclination on the forces. The new double A geometry developed for the vehicle did not provide a reduction in the forces acting on the shock absorber, but therewith was possible to observe the effect of amplifying these forces with the increase of inclination of the shock absorber. Due to the ease of adjustments in the geometry of the double A through future work, it will be possible to determine an efficient shock absorber / spring assembly for the use of the vehicle preventing the premature failure of this component.

Keywords: Suspension; Shock absorber; Double A; Double Whisbone; VW Beetle; off-road.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Ângulo de pino mestre e Deslocamento.....	18
Figura 2 – Cambagem.	19
Figura 3 – Ângulo caster.	20
Figura 4 – Convergência/Divergência.....	20
Figura 5 – Bitola.....	21
Figura 6 – Centros de rolagem e eixo de rolagem.....	22
Figura 7 – Centro de rolagem em suspensão independente.....	22
Figura 8 – Braço oscilante positivo.	23
Figura 9 – Braço oscilante negativo	23
Figura 10 – Braço paralelo horizontal.....	24
Figura 11 – Braço paralelo inclinado.	24
Figura 12 – Suspensão dianteira <i>Trailing Arm</i>	25
Figura 13 – Modelos de suspensão duplo A (a) braços paralelos iguais, (b) braços paralelos desiguais e (c) braços concorrentes	26
Figura 14 – Suspensão duplo A com mola na bandeja inferior.....	27
Figura 15 – Suspensão duplo A com mola na bandeja superior.....	27
Figura 16 – “Mergulho” dianteiro ocasionado pela frenagem	28
Figura 17 – Forças e momentos em um sistema de eixos SAE.....	30
Figura 18 – Sistemas de eixo do veículo	31
Figura 19 – Carga simétrica vertical.....	32
Figura 20 – Carga assimétrica vertical	32
Figura 21 – Torque gerado pela altura H do obstáculo	34
Figura 22 – Forças e momentos no eixo 1	35
Figura 23 – Reações estáticas para roda com obstáculo sob a roda esquerda.....	36
Figura 24 – Transferência de peso durante a frenagem.....	37
Figura 25 – Impacto Longitudinal	38
Figura 26 – Carga Longitudinal em Relação à Altura do Degrau (sem fator dinâmico)	39
Figura 27 – Componentes principais suspensão <i>trailing arm</i>	40
Figura 28 – Movimento da suspensão <i>trailing arm</i>	42
Figura 29 – Fluxograma das atividades.....	42
Figura 30 – Amortecedor dianteiro (A) falha precoce do batente de amortecedor (B) amortecedor com vazamento	43

Figura 31 – Análise dos dados no <i>software Tracker Video Analysis</i>	45
Figura 32 – Tipos de extremidades de molas.	46
Figura 33 – Modelos de molas analisadas	47
Figura 34 – Carga lateral	49
Figura 35 – Carga vertical	49
Figura 36 – Forças de equilíbrio.....	50
Figura 36 – Ângulos encontrados na geometria de suspensão atual	52
Figura 37 – Deslocamento vertical	53
Figura 38 – Forças verticais.....	54
Figura 39 – Aceleração vertical.....	54
Figura 40 – Resultado dos ensaios de compressão em molas	56
Figura 41 – Comparativo entre resultados.....	57
Figura 42 – Bandejas de mesmo comprimento (a), bandejas de comprimentos diferentes.....	58
Figura 43 – Variação de cambagem	58
Figura 44 – Modelamento da suspensão duplo A	59
Figura 45 – Análise das forças em carga lateral	60
Figura 46 – Resultante das forças para carga lateral	61
Figura 47 – Forças resultantes em carga lateral	61
Figura 48 – Forças em carga vertical com amortecedor inclinado em 15°	62
Figura 49 – Resultante das forças para carga vertical com amortecedor inclinado em 15°	63
Figura 50 – Diagrama de corpo livre das reações na suspensão	63
Figura 51 – Diagrama de corpo livre das forças resultantes em F_{CD} e F_B	64
Figura 52 – Diagrama de corpo livre da força sobre o amortecedor F_{FG}	65
Figura 53 – Resultante das forças para carga vertical	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Fator de carga de flexão para veículos	32
Tabela 2 – Altura da colisão de torção para carros.....	36
Tabela 3 – Fatores de carga para frenagem	37

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Principais características do veículo.....	41
Quadro 2 – Aplicação automotiva das molas	46
Quadro 3 – Componentes utilizados e veículos correspondentes.....	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ATV	<i>All-Terrain Vehicle</i> , traduzindo: veículo para qualquer terreno
DCL	Diagrama de corpo livre
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SLA	<i>Short-Long Arm</i> , com tradução direta: braço curto e braço longo
TCC	Trabalho de conclusão de curso
VW	Volkswagen
WC	<i>Wheel Center</i> , tradução direta: centro da roda

LISTA DE SÍMBOLOS

$^{\circ}$	Graus
+	Positivo
-	Negativo
Υ	Gama
α	Alfa
K_{TOTAL}	Rigidez de torção total
K_{FRONT}	Rigidez de torção da suspensão frontal
K_{TRAS}	Rigidez de torção da suspensão traseira
K_{CORPO}	Rigidez de torção do corpo do veículo
T	Torque (Nm)
H	Altura de colisão (m)
B	Bitola (m)
θ	Torção (rad)
\approx	Aproximado
\therefore	Portanto
P_{EIXO}	Carga total do eixo (kgf)
P_E	Reação da roda esquerda (kgf)
P_D	Reação na roda direita (kgf)
μ	Coefficiente de atrito do pneu (N)
M	Massa do veículo (kg)
a	Desaceleração (m/s ²)
M_g	Peso do veículo (N)
h	Altura do centro de gravidade (m)
L_R	Distância entre eixo traseiro e centro de gravidade (m)
L_F	Distância entre eixo dianteiro e centro de gravidade (m)
L	Distância entre eixos (m)
sin	Seno
cos	Cosseno
tan	Tangente
P_V	Força da roda (N)
P_H	Força horizontal (N)

F	Força (N)
k	Rigidez de mola (N/mm)
Δl	Variação da posição vertical (mm)
m	Massa (kg)
G	Módulo de elasticidade torsional do material (N/mm ²)
d	Diâmetro do arame (mm)
D_m	Diâmetro médio da espira (mm)
N	Número de esperas
N_a	Número de espiras totais
R_1	Raio menor da espira (mm)
R_2	Raio maior da espira (mm)
G	Módulo de elasticidade torsional do material (N/mm ²)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	TEMA	15
1.2	JUSTIFICATIVA	15
1.3	OBJETIVOS DO TRABALHO	15
1.3.1	Objetivo Geral.....	15
1.3.2	Objetivos Específicos	15
2	REFERENCIAL TEÓRICO	17
2.1	DEFINIÇÕES DE SUSPENSÃO.....	17
2.2	PARÂMETROS	17
2.2.1	Pino Mestre (<i>King pin</i>).....	18
2.2.2	Cambagem (<i>Camber</i>)	19
2.2.3	Caster (<i>Caster</i>).....	19
2.2.4	Convergência/Divergência (<i>toe in/toe out</i>)	20
2.2.5	Bitola (<i>Track Width</i>).....	21
2.2.6	Centro de Rolagem (<i>Roll Center</i>) e Eixo de Rolagem (<i>Roll Axis</i>).....	21
2.3	TIPOS DE SUSPENSÃO	24
2.3.1	Trailing Arm	25
2.3.2	Duplo A	25
2.3.3	<i>Anti-Dive</i>	27
2.3.4	<i>Anti-Squat</i>	28
2.3.5	<i>Bump-Steer</i>	28
2.4	CARGAS ATUANTES	29
2.4.1	Direção de Forças e Momentos.....	29
2.4.2	Casos de Cargas Básicas Gerais	30
2.4.2.1	<i>Carga Vertical Simétrica</i>	31
2.4.2.2	<i>Carga Assimétrica Vertical</i>	32
2.4.2.3	<i>Cargas Longitudinais - Frenagem</i>	36
2.4.2.4	<i>Cargas Longitudinais – Ao Atingir um Solavanco</i>	38
2.4.2.5	<i>Cargas Laterais - Curvas</i>	39
3	MATERIAIS E MÉTODOS	40
3.1	OBJETO DE ESTUDO	40

3.1.1	Fluxograma das atividades	42
3.1.2	Identificação do problema	42
3.1.3	Identificação das forças atuantes e geometria do sistema de suspensão existente.....	43
3.1.4	Conjuntos amortecedor/mola	45
3.1.5	Comparação dos resultados	48
3.1.6	Definir geometrias e modelar suspensão	48
3.1.7	Identificação das forças aplicadas na suspensão	48
4	RESULTADOS	51
4.1	SUSPENSÃO ATUAL.....	51
4.1.1	Parâmetros geométricos.....	51
4.1.2	Rigidez de mola	52
4.1.3	Análise das forças atuantes	53
4.2	SUSPENSÃO DUPLO A	55
4.2.1	Rigidez de mola suspensão duplo A	55
4.2.2	Geometria da suspensão.....	57
4.3	FORÇAS ATUANTES NA SUSPENSÃO DUPLO A.....	59
5	CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	66
	REFERÊNCIAS	68

1 INTRODUÇÃO

É comum as pessoas praticarem atividades em meio à natureza em busca de alívio do estresse das atividades do dia a dia. Dentre as diversas alternativas, desde uma caminhada, corrida, ciclismo, motociclismo, destaca-se um grupo adepto de veículos *off-road* que une a atividade esportiva, o contato com a natureza e o gosto por carros e mecânica. Dentro deste esporte destacam-se veículos ATV (*All-Terrain Vehicle*, traduzindo: veículo para qualquer terreno) comerciais e com tração nas quatro rodas pelo seu melhor desempenho. Porém, estes exigem um elevado investimento inicial e custo de manutenção. Visando a diminuição deste montante, adeptos do *off-road* buscam adaptar veículos de menor valor como alternativa para ingressar no esporte.

Um dos veículos mais escolhidos para iniciar a prática do *off-road* é o *Volkswagem Fusca*, dentre os principais motivos é por que possui peças de reposição de valor mais acessível e facilmente encontradas, simplicidade dos componentes e facilidade de efetuar a manutenção. Apesar de o Fusca ser desenvolvido inicialmente para estradas não pavimentadas, seu uso em trajetos altamente irregulares causa danos prematuros em seus componentes. Um dos itens mais comprometidos nestas situações é a suspensão.

A suspensão influencia diretamente no conforto e dirigibilidade do veículo, reduzindo transmissão dos efeitos das irregularidades do terreno para a carroceria. Portanto, este trabalho visa propor uma nova suspensão aplicada na plataforma de um veículo VW Fusca para avaliar o seu desempenho. Com isso, pretende-se evitar as quebras prematuras de um dos componentes mais importantes da suspensão, o amortecedor. Além disso, o modelo de suspensão proposta consiste na mais utilizada no meio *off-road*, a suspensão duplo A. Dentre diversas suspensões utilizadas, atualmente, a duplo A se destaca no meio competitivo, tanto em veículos *off-road*, quanto em pistas como na Fórmula 1.

No presente trabalho são avaliadas as condições atuais do veículo (suspensão do VW Fusca) e os resultados alcançados com a nova suspensão dianteira. O estudo é focado na influência da posição de trabalho do conjunto amortecedor/mola, avaliando o melhor ângulo e escolhendo no mercado o conjunto mais adequado para utilização exigida, dentro dos parâmetros de projeto.

1.1 TEMA

Este trabalho engloba temas e análises referentes a engenharia automotiva, visando a escolha e posicionamento do conjunto amortecedor/mola em uma suspensão duplo A para uso em veículo *off-road*. Durante as análises e verificações deste trabalho, serão abordadas as áreas de dinâmica dos corpos rígidos, sistemas articulados, projetos I e II e desenho técnico.

1.2 JUSTIFICATIVA

O projeto da suspensão de um veículo, tem como parâmetro o terreno onde será seu maior uso durante sua vida útil. Atualmente os veículos, em sua maioria, são desenvolvidos para percorrer em seu maior tempo em estradas pavimentadas. Em 1932, quando Ferdinand Porsche deu início ao projeto do VW Fusca, não existiam muitas estradas pavimentadas, o que deu origem a uma suspensão robusta e confortável que foi utilizada durante décadas no veículo. Mesmo com a robustez da suspensão do Fusca, não apresenta um desempenho adequado para o *off-road*, gerando desgastes prematuros em um dos componentes principais da suspensão, o amortecedor.

Este trabalho tem o intuito de evitar as quebras precoces do amortecedor em terrenos *off-road*, substituindo a suspensão original do VW Fusca por uma suspensão duplo A e analisando a posição do conjunto amortecedor/mola, a qual influencia diretamente na resposta das forças para o veículo, no curso da suspensão e no conforto para o piloto.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.3.1 Objetivo geral

Avaliar a aplicação de uma suspensão duplo A na estrutura de um veículo VW Fusca visando reduzir as cargas atuantes no sistema de amortecimento.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho foram definidos entre os tópicos citados abaixo:

- a) Evidenciar as falhas ocorridas com a suspensão original do VW Fusca;
- b) Obter as forças atuantes nos amortecedores com a configuração atual;

- c) Selecionar molas existentes no mercado para execução de ensaios de laboratório;
- d) Definir geometrias e modelar suspensão duplo A compatível com a plataforma do VW Fusca;
- e) Obter os esforços atuantes nos amortecedores e comparar com a configuração original.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 DEFINIÇÕES DE SUSPENSÃO

O sistema de suspensão vem sendo utilizado nos meios de transportes antes mesmo da invenção dos veículos motorizados inicialmente em carroças puxadas por animais com feixes de mola flexíveis, até os automóveis atuais sistemas inteligentes controlados por algoritmos complexos (GÜLER, 2006).

A funções principais do sistema de suspensão são:

- a) Reduzir o retorno para o chassi das irregularidades da estrada;
- b) Manter o contato constante dos pneus com a superfície;
- c) Reagir às forças de movimento (aceleração, frenagem e curvas).

As propriedades da suspensão são importantes para a dinâmica do veículo e influenciam da cinemática até as respostas das forças de reação do pneu para o chassi (GILLESPIE, 1992).

O conjunto de suspensão é utilizado para eliminar vibrações e oscilações causadas pelo contato do pneu com as irregularidades da estrada proporcionando principalmente um maior conforto para os passageiros e mantendo a aderência dos pneus com o terreno (FREITAS, 2006). Para garantir o isolamento entre o chassi e o solo as suspensões utilizam amortecedores, molas e buchas de borracha, tanto nas junções entre os componentes da suspensão quanto da mesma com o chassi (WANG, 2001).

2.2 PARÂMETROS

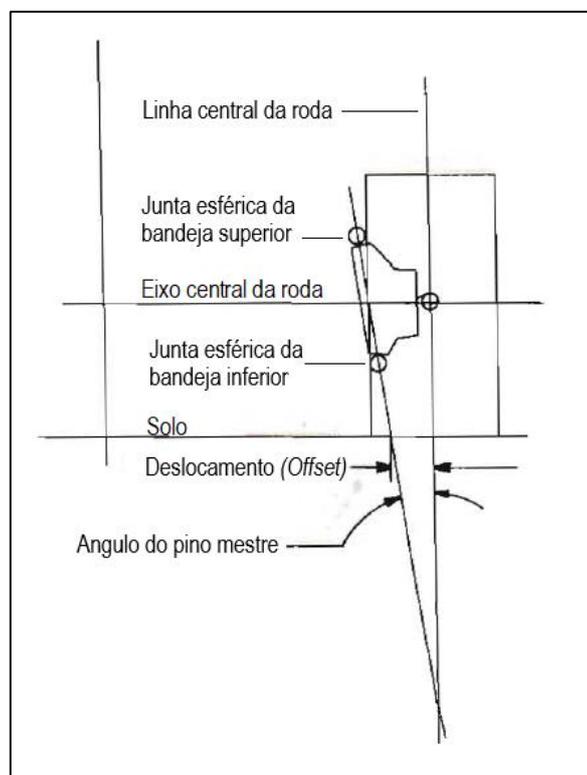
Durante o projeto do sistema de suspensão, independente do modelo a ser utilizado, alguns parâmetros importantes devem ser avaliados o que deve permitir que o veículo trafegue em linha reta sem a orientação do motorista, a direção retorne ao centro após uma curva, entre outros. Estes requisitos de alinhamento são essenciais para a segurança e dirigibilidade do veículo. (STONE, 2004).

2.2.1 Pino Mestre (*King pin*)

O ângulo do pino mestre ou pino rei (*king pin*) é encontrado entre a linha imaginária localizada no centro da roda com e a linha imaginária que cruza as juntas esféricas das bandejas superior e inferior da suspensão, chegando até a linha do solo, conforme apresentado na Figura 1. Segundo Gillespie (1992), este ângulo pode variar entre 5° à 10° , porém Adams (1993) afirma que dados experimentais mostram que o melhor ângulo de pino mestre fica entre 7° e 9° , considerado o eixo de rotação da roda.

A distância entre o centro da roda e a linha do pino mestre pode ser chamada de deslocamento ou *offset*. Qualquer força de impacto aplicada no pneu pode exercer uma força de torção proporcional ao comprimento do *offset*. Em veículos com *offset* zero, a rotação do eixo é fácil, pois não existe a atuação das forças, o que possibilita a condução sem direção assistida (direção hidráulica ou elétrica). Alguns fatores influenciam no aumento do *offset* como: deslocamento positivo da roda, largura da roda e pneu, largura do rotor do freio e modelo de junta esférica. O aumento da inclinação do pino rei ajuda na correção deste deslocamento, porém o pneu tende a deslocar-se de um lado a outro em manobras o que pode ocasionar no desprendimento do mesmo da roda (ADAMS, 1993).

Figura 1 – Ângulo de pino mestre e Deslocamento.

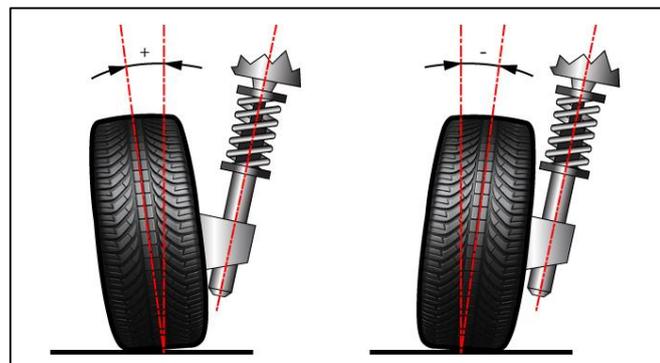


Fonte: Adaptado de ADAMS (1993).

2.2.2 Cambagem (*Camber*)

O ângulo *camber* é o desalinhamento da roda em relação à vertical em uma vista frontal do veículo, como podemos ver na Figura 2. Este ângulo pode ser positivo, negativo ou neutro, dependendo a utilização. Uma cambagem positiva é definida pela parte superior da roda voltada para fora do veículo, já um ângulo de *camber* negativo tem a parte superior da roda inclinada na direção do veículo (STONE, 2004). A faixa de utilização fica entre 0,5° à 2,5° o valor mais usual 1,5°. Ângulos altos provocam desgastes prematuros nos pneus (CANALE, 1989).

Figura 2 – Cambagem.



Fonte: <https://www.abcpneus.net/cambagem/>.

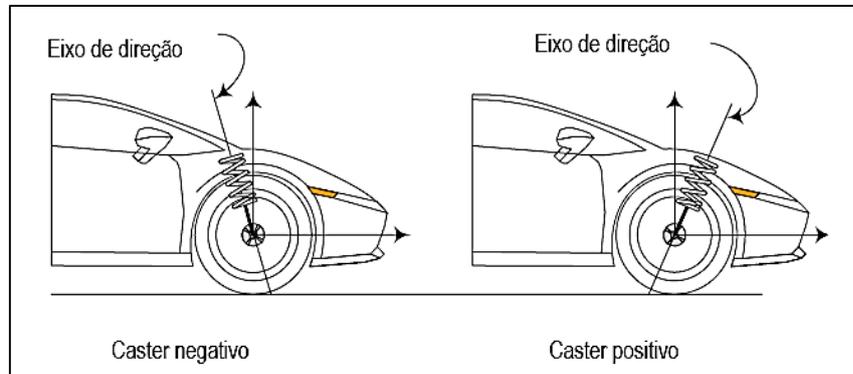
Este ângulo é o maior responsável pelo desgaste prematuro nos pneus. Uma cambagem positiva gera um menor contato da parte interna do pneu com o solo e conseqüentemente desgaste na parte externa. Um *camber* negativo gera um menor contato da parte externa do pneu com o solo gerando assim desgaste na parte interna do mesmo.

2.2.3 Caster (*Caster*)

O ângulo *caster* é a inclinação em vista lateral do eixo de direção. Se o eixo de direção é inclinado para a traseira do veículo o *caster* é negativo, quando o mesmo estiver inclinado para a frente do veículo o *caster* é positivo, ilustrado na Figura 3. Um ângulo de *caster* negativo ajuda a direção do veículo retornar ao centro após uma curva endireitando os pneus mais rapidamente. A maioria dos veículos utiliza um ângulo de 4° a 6° negativos para o *caster* (JAZAR, 2008).

Ao tratar de uma suspensão dianteira onde a suspensão tem também a função de direcionar o veículo os valores do ângulo de *caster* devem ficar de 3° a 5° (CANALE, 1989).

Figura 3 – Ângulo *caster*.

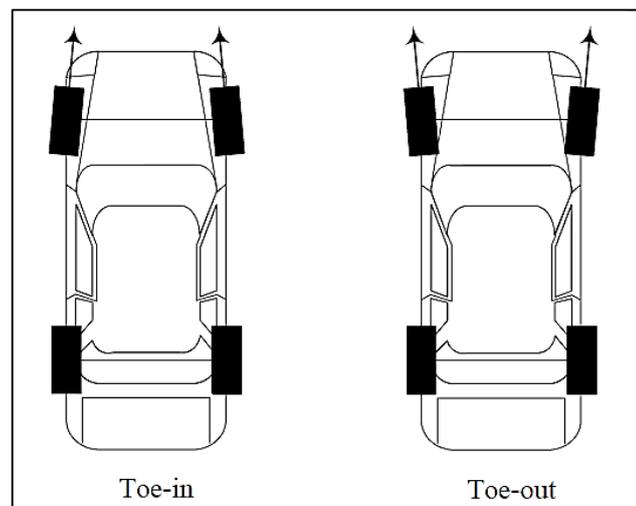


Fonte: Adaptado de JAZAR (2008).

2.2.4 Convergência/Divergência (*toe in/toe out*)

Com uma vista superior do veículo é possível observar a convergência e divergência das rodas do veículo, como apresentado na Figura 4. Se as rodas estiverem direcionadas para o centro é chamado de *toe-in*, a convergência e do contrário *toe-out*, divergência (STONE, 2004).

Figura 4 – Convergência/Divergência.



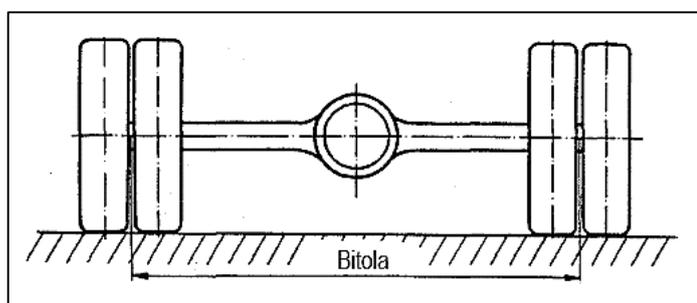
Fonte: JAZAR (2008).

Existe uma variação deste ângulo em sistemas de suspensões dianteiras de veículos que leva em consideração as rodas que o tracionam. Em veículos de tração traseira as rodas dianteiras são levemente convergentes para que no momento do início da rolagem do veículo as rodas atriem com o terreno e se mantenham alinhadas. Entretanto para automóveis com tração dianteira existe uma leve divergência que ao aplicar o torque inicial as rodas tendem a manter-se alinhadas com o veículo (ADAMS, 1993).

2.2.5 Bitola (*Track Width*)

Bitola, apresentada na Figura 5, é a medida entre o centro da banda de rodagem dos pneus de um mesmo eixo, um veículo pode ter um valor de bitola diferentes nos seus eixos. O *track width* tem grande influência na estabilidade do veículo, uma bitola maior gera mais estabilidade em curvas de alta velocidade, porém apresenta dificuldade em curvas de menor raio (REIMPELL, 2001).

Figura 5 – Bitola.



Fonte: Adaptado de REIMPELL (2001).

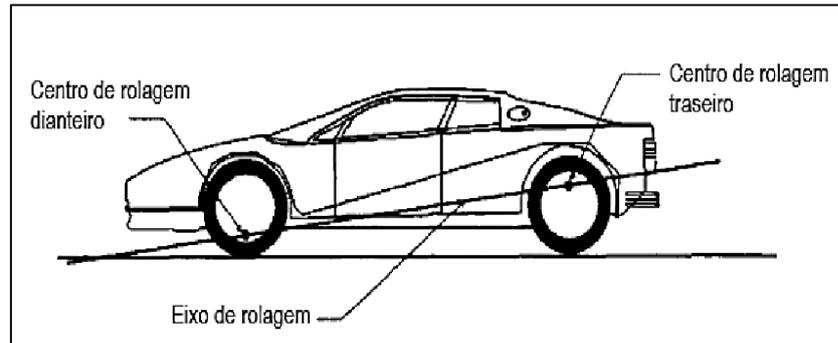
2.2.6 Centro de Rolagem (*Roll Center*) e Eixo de Rolagem (*Roll Axis*)

Antes da definição do centro de rolagem, dois conceitos são necessários: massa suspensa e massa não suspensa. Todas as partes do veículo que estão sobre a suspensão fazem parte da massa suspensa, tais como, passageiros, cargas, carroceria, chassi bancos e outros. Massa não suspensa são as partes não sustentadas pela suspensão, as quais se movimentam junto com a mesma, fazem parte deste conjunto os pneus, rodas, rolamentos de roda, bandejas de suspensão e outros (ALMEIDA, 2012).

O centro de rolagem é um conceito muito importante na análise de uma suspensão, pois é o ponto através do qual as forças laterais serão transmitidas para a massa não suspensa.

As suspensões dianteira e traseira possuem centro de rolagem diferentes. Já o eixo de rolagem é a junção com uma linha imaginária em vista lateral do centro de rolagem dianteiro e o centro de rolagem traseiro, conforme a Figura 6 (STONE, 2004).

Figura 6 – Centros de rolagem e eixo de rolagem.

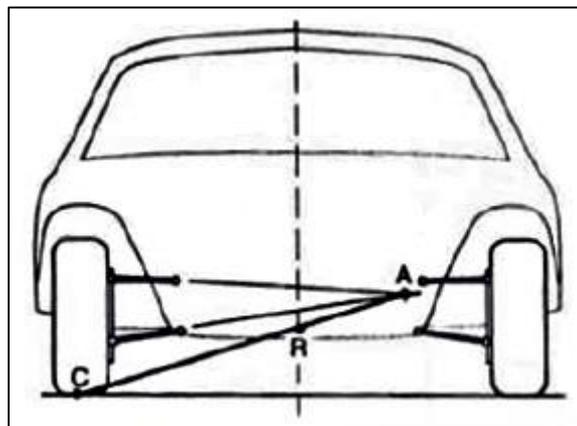


Fonte: Adaptado de STONE (2004).

O centro de rolagem é considerado instantâneo, ou seja, no momento que o veículo começa a se mover e a suspensão trabalha os braços alteram de posição e o *roll center* também. (STONE, 2004).

Este ponto é encontrado criando uma linha sobre as bandejas de suspensão superior e inferior até estas se cruzarem, apresentado na Figura 7, ponto A, juntando o ponto de encontro destas linhas com o centro do contato do pneu com o solo (ponto C), até o cruzamento desta com a linha central do veículo, onde é encontrado o centro de rolagem (ponto R) (GILLESPIE, 1992).

Figura 7 – Centro de rolagem em suspensão independente.

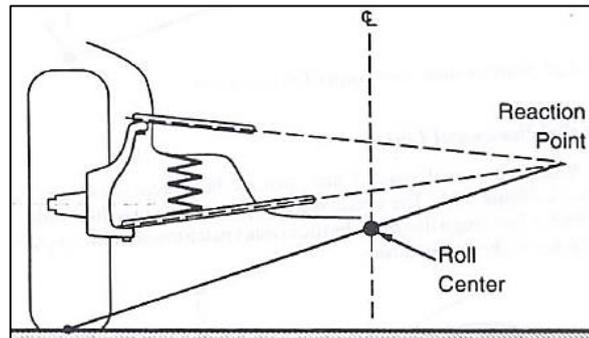


Fonte: Adaptado de GILLESPIE (1992).

Segundo Gillespie (1992), em suspensões independentes como a duplo A o centro de rolagem pode ser classificado em 4 tipos:

Braço Oscilante Positivo (*Positive Swing Arm*): O centro de rolagem está localizado acima do solo, conforme ilustrado na Figura 8.

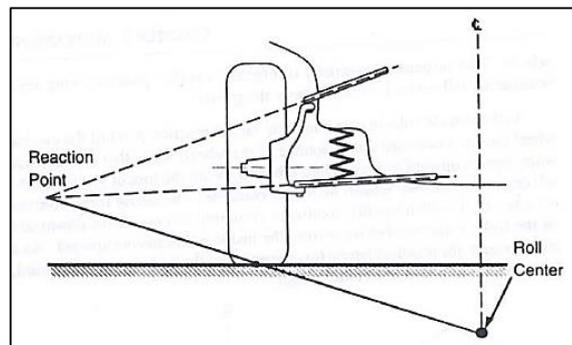
Figura 8 – Braço oscilante positivo.



Fonte: GILLESPIE (1992).

Braço Oscilante Negativo (*Negative Swing Arm*): O centro de rolagem está localizado abaixo do solo, apresentado na Figura 9.

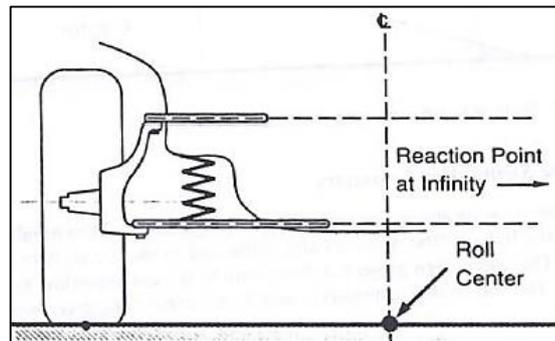
Figura 9 – Braço oscilante negativo.



Fonte: GILLESPIE (1992).

Braço Paralelo Horizontal (*Parallel Horizontal Links*): A projeção dos braços tende ao infinito, com isso a localização do centro de rolagem se encontra no plano do solo, Figura 10.

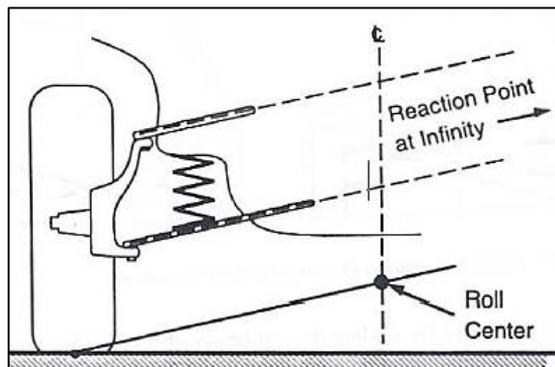
Figura 10 – Braço paralelo horizontal.



Fonte: GILLESPIE (1992).

Braço Paralelo Inclinado (*Inclined Parallel Links*): A projeção dos braços não tem cruzamento, porém pela inclinação dos braços, a linha paralela do centro de rolagem do pneu até o centro do veículo delimita o centro de rolagem acima do solo, conforme Figura 11.

Figura 11 – Braço paralelo inclinado.



Fonte: GILLESPIE (1992).

2.3 TIPOS DE SUSPENSÃO

Atualmente existem diversos modelos de suspensão cada qual com suas características de dimensão, utilização, conforto, resposta de direção, custo entre outros. Também várias opiniões referentes ao melhor modelo de suspensão a ser utilizado em veículos *off-road*, entretanto o modelo conhecido como duplo A é consagrado em diversos veículos comerciais como os ATV's. Entre estes modelos, encontra-se a suspensão conhecida como *trailing arm* utilizada pela Volkswagen e Porsche durante a II Guerra Mundial (STONE, 2004).

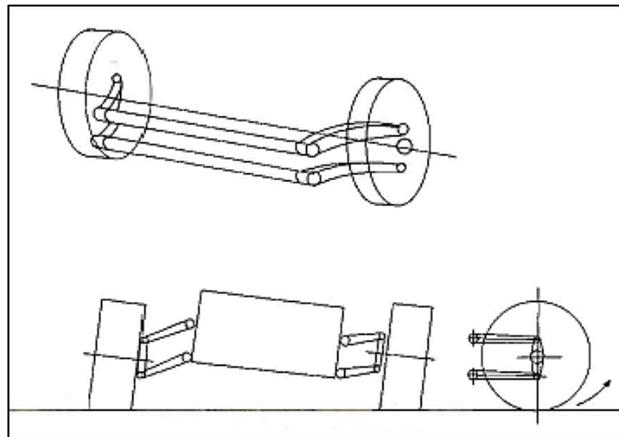
2.3.1 *Trailing Arm*

O sistema de suspensão dianteira utilizado atualmente no veículo analisado é *trailing arm*, ilustrado na Figura 12, como todo seu chassi também herdado de um VW Fusca.

Considerado um conjunto simples, econômico e compacto, consiste em dois braços paralelos com o mesmo comprimento conectados a conjuntos de molas de torção. Os dois lados da suspensão trabalham de forma independente. O sistema tem a vantagem de ao passar por um obstáculo a roda sobe e ao mesmo tempo se desloca para trás o que proporcionou maior conforto perante as suspensões de feixes de mola utilizadas na época (ADAMS, 1993).

Apesar do conforto em passeios a *trainling arm* tem dificuldades em curvas difíceis, durante o trajeto, os braços se flexionam com as cargas aplicadas ocasionando vibrações e perda de aderência dos pneus com o solo. Também durante as curvas existe uma alteração de cambagem o que reduz o contato dos pneus com a pista. Juntamente com o peso do conjunto não suspenso pela necessidade de absorção das forças e estrutura rígida para sustentação das molas e braços é notável a razão deste sistema não ter sido utilizado em veículos de alto desempenho (ADAMS, 1993).

Figura 12 – Suspensão dianteira *Trailing Arm*.



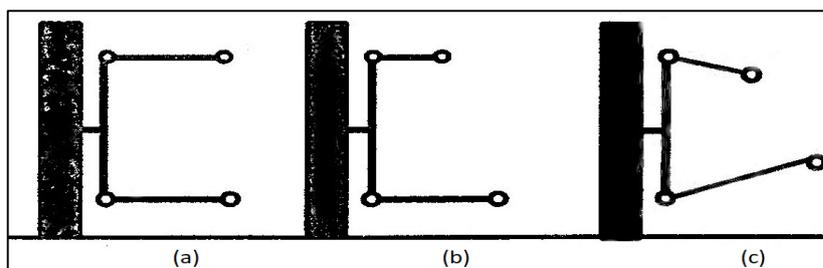
Fonte: ADAMS (1993).

2.3.2 Duplo A

O sistema de suspensão utilizado em larga escala em veículos ATV's para *off-road*, é conhecido por diversos nomes ao redor do mundo. No Brasil duplo A, nos Estados Unidos SLA (*Short-Long Arm*, com tradução direta de braço curto e braço longo) e Grã-Bretanha *wishbones* (osso da sorte) (GILLESPIE, 1992).

Assim como qualquer conjunto mecânico, é necessário um bom dimensionamento de uma suspensão duplo A. Inicialmente avaliar o tipo a ser utilizado, o qual pode variar entre os modelos de braços paralelos de comprimentos iguais, conforme a Figura 13, modelo A, paralelos de comprimentos desiguais, modelo B ou concorrentes com braços desiguais modelo C. Na geometria com braços paralelos de comprimentos desiguais durante a curva o *camber* na roda externa é neutralizado devido ao rolamento do veículo o que se torna uma vantagem, porém, o *camber* na roda interna se torna menos favorável. Na suspensão com braços paralelos de igual comprimento é eliminado a condição desfavorável na roda interna em contrapartida é perdido na roda externa (GILLESPIE, 1992).

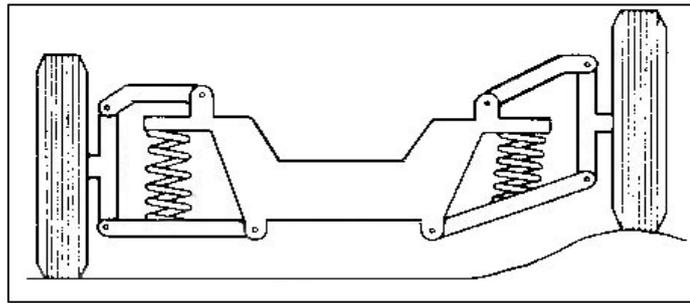
Figura 13 – Modelos de suspensão duplo A (a) braços paralelos iguais, (b) braços paralelos desiguais e (c) braços concorrentes.



Fonte: ÜNLÜSOY apud GÜLER, (2006)

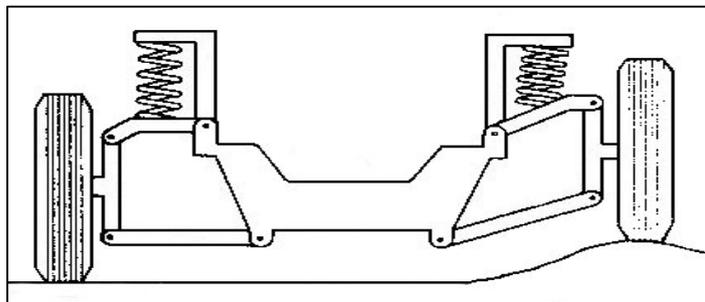
A suspensão duplo A, possibilita a alocação dos amortecedores e molas em diferentes disposições. Conjunto amortecedor e mola montados sobrepostos na bandeja inferior, apresentado na Figura 14, é utilizado principalmente em veículos somente com tração traseira. Para automóveis com tração dianteira ou nas quatro rodas o sistema possibilita a montagem do conjunto amortecedor e mola sobre a bandeja superior, ilustrado na Figura 15. Outro modelo adotado por algumas montadoras é posicionar o amortecedor e mola em conjuntos separados ou substituindo a mola por uma barra de torção a qual desempenha a mesma função (REMLING, 1983).

Figura 14 – Suspensão duplo A com mola na bandeja inferior.



Fonte: REMLING (1983).

Figura 15 – Suspensão duplo A com mola na bandeja superior.



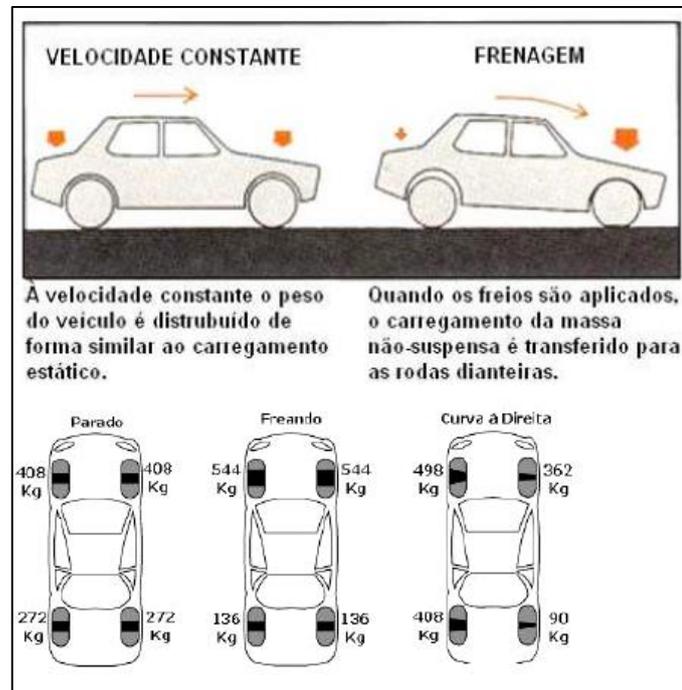
Fonte: REMLING (1983).

2.3.3 *Anti-Dive*

A geometria *anti-dive*, tem a função de reduzir o efeito de “mergulho” da dianteira e da elevação da traseira do veículo no momento da frenagem (REIMPELL, 2001). O que Merling (2007, p.75), também afirma “a geometria *anti-dive* deve ser verificada na vista lateral do veículo. Esta geometria define a tendência do veículo, durante a frenagem, de abaixar a frente e levantar a traseira em relação a sua posição em repouso. Este movimento causa a existência do efeito chamado mergulho (*dive*), que é a rotação do veículo no seu eixo transversal”.

A função de uma geometria *anti-dive* é corrigir a rotação da massa suspensa na frenagem do veículo da traseira para a dianteira do veículo. Este efeito tem a tendência de provocar a perda de estabilidade direcional e da aderência das rodas traseiras do veículo. Pode-se observar este efeito na Figura 16 (MERLING, 2007).

Figura 16 – “Mergulho” dianteiro ocasionado pela frenagem.



Fonte: MERLING (2007).

2.3.4 *Anti-Squat*

Da mesma forma da verificação da geometria *anti-dive*, a geometria *anti-squat* é verificada por uma vista lateral do veículo. Como a *anti-dive* esta geometria causa a rotação da massa suspensa, porém a mesma ocorre no momento da aceleração, onde o veículo tende a elevar a dianteira e abaixar a traseira em relação a sua posição de repouso (MERLING, 2007).

O efeito de “agachamento” ou arfagem é reduzido pela implementação de uma geometria *anti-squat* que atua no eixo acionado (REIMPELL, 2001).

2.3.5 *Bump-Steer*

De acordo com Dixon (2009), *bump-steer* são as alterações do ângulo de direção em uma das rodas de suspensões independentes, é o movimento para cima e para baixo na inclinação da suspensão em apenas uma roda. Segundo Merling (2007), “É a variação de convergência que ocorre na suspensão quando as rodas do veículo vão para cima e para baixo. É ocasionada pelos elementos da suspensão e deve ser verificada durante a concepção da geometria da suspensão”.

2.4 CARGAS ATUANTES

A entrada e saída das forças e cargas atuantes na suspensão e chassi de um veículo são os pneus. São estes os quais irão transmitir as imperfeições da estrada para o chassi e suspensão e transmitir o torque do motor para movimentar o veículo (ADAMS, 1993).

O conhecimento das forças e momentos gerados pelos pneus com a pista em que o veículo está rodando é essencial para o entendimento da dinâmica veicular (GILLESPIE, 1992).

O processo real inicia com uma amostragem de ambientes e estradas em que o veículo irá trafegar. Portanto, em análise preliminar é recomendado uma estimativa de cargas mais simplificadas no estágio de um protótipo inicial (BROWN et. al, 2002).

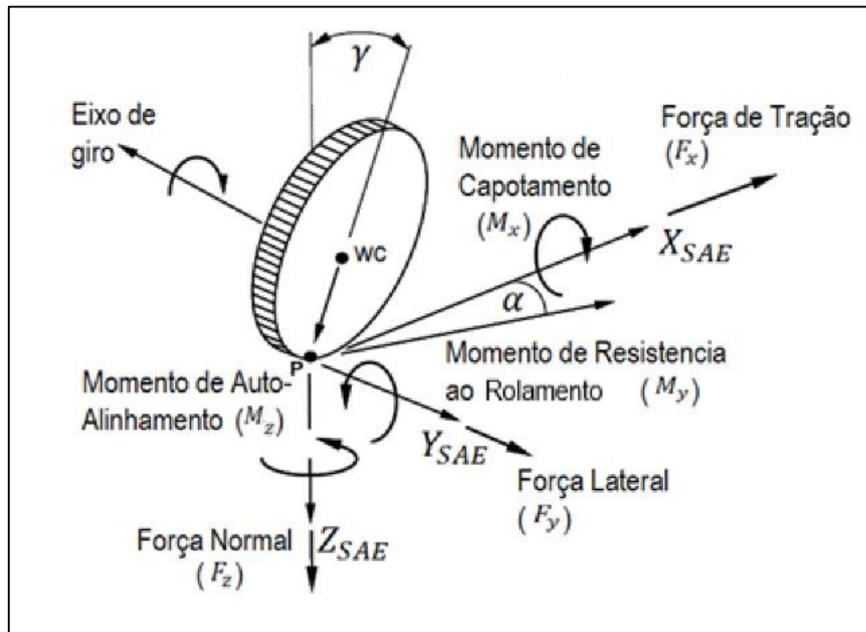
O projetista do veículo deve ter conhecimento das cargas críticas (ou mais prejudiciais) as quais o mesmo provavelmente será submetido garantindo que, a estrutura não falhe devido a sobrecargas instantâneas e possua uma vida útil satisfatória (BROWN et. al, 2002).

No estágio inicial do projeto, o interesse se concentra na força instantânea. Não sendo abordado a vida em fadiga. Se a estrutura pode resistir ao (raro) pior carregamento possível de ser encontrado, é provável que possua resistência o suficiente à fadiga (BROWN et. al, 2002).

2.4.1 Direção de Forças e Momentos

As pressões e tensões distribuídas no centro de contato do pneu com o solo, podem ser integradas para produzir forças e momentos. Utilizando um sistema de coordenadas estipuladas pela SAE (*Society of Automotive Engineers*), neste ponto de contato, é apresentado as forças e momentos, conforme a Figura 17 (GILLESPIE, 1992).

Figura 17 – Forças e momentos em um sistema de eixos SAE.



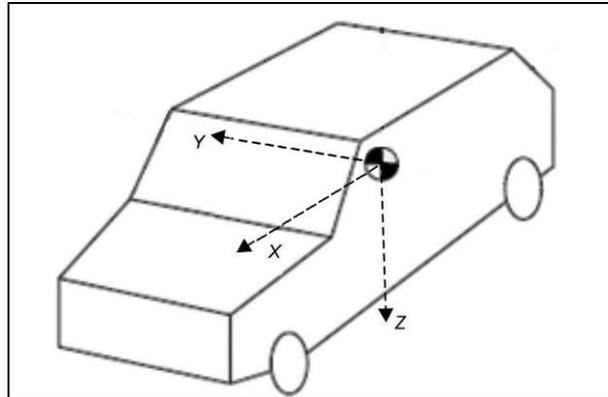
Fonte: Adaptado de BLUNDELL (2004).

2.4.2 Casos de Cargas Básicas Gerais

Conforme Brown et. al, (2002), os principais casos de cargas em rodovias de acordo com as direções e eixos da Figura 18 são:

- Carga vertical simétrica: causa flexão em torno do eixo Y-Y;
- Carga assimétrica vertical: Causa torção em torno do eixo X-X e dobra em torno do eixo Y-Y;
- Cargas de avanço e retorno (frenagem, aceleração, obstáculos, reboque);
- Lateral (curvas, meio-fio, etc.);
- Casos de carga local;
- Casos de falha.

Figura 18 – Sistemas de eixo do veículo.



Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

2.4.2.1 Carga Vertical Simétrica

Em comparação com os cálculos de forças laterais e longitudinais o cálculo da força normal é relativamente simples. Considerando a SAE, a força vertical F_z positiva, atua verticalmente para cima sobre o eixo (no centro da roda) (BLUNDELL, 2004).

A carga vertical ocorre quando as duas rodas do mesmo eixo do veículo encontram um obstáculo simétrico simultaneamente como mostrado na Figura 19. Isto resulta em um momento fletor em torno do eixo lateral do veículo (BROWN et. al, 2002).

Alguns fatores dinâmicos também devem ser incorporados ao carregamento estrutural, permitindo o trânsito por estradas irregulares. Também devem ser considerados combinações de cargas de inércia devido à aceleração, frenagem, curvas e torções (CROLLA, 2009).

Bancos de dados consideráveis sobre cargas rodoviárias foram construídos por organizações de teste e relatórios foram registrados por diversos pesquisadores (CROLLA, 2009).

Alguns valores para o fator dinâmico e fator de segurança adicional de diferentes pesquisadores estão descritos na Tabela 1. Para veículos *off-road*, foram utilizados fatores dinâmicos até 6 (BROWN et. al, 2002).

Tabela 1 – Fator de carga de flexão para veículos.

	Comumente usado	Erz (1957)	Pawlofski (1969)
Fator dinâmico	3	2	2,5
Fator de segurança adicional	1,5		1,4 - 1,6 (longe das concentrações de tensão) 1,5 - 2,0 (montagens do motor e da suspensão)

Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

Figura 19 – Carga simétrica vertical.



Fonte: MIRA UK apud BROWN et. al, (2002).

2.4.2.2 Carga Assimétrica Vertical

Carga assimétrica vertical aplica torção e flexão na carroceria. Esta ocorre quando apenas uma das rodas do eixo atinge um solavanco. A Figura 20 mostra um exemplo extremo desta carga (BROWN et. al, 2002).

Figura 20 – Carga assimétrica vertical.



Fonte: NATIONAL MOTOR MUSEUM, BEAULIEU apud BROWN et. al, (2002)

Cada veículo reage de uma forma ao ser submetido a uma carga de torção, em diferentes alturas de impacto, influenciados pela sua geometria e características mecânicas. Para relacionar a carga de torção de qualquer veículo às suas condições de operação, Erz (1957) sugeriu que a carga assimétrica fosse especificada pela altura máxima H da saliência em que a roda de um eixo se encontra, com todas as outras no nível do solo (BROWN et. al, 2002).

A carga assimétrica gera um torque, este depende da rigidez do movimento da suspensão dianteira e traseira e da rigidez de torção do corpo (carroceria e/ou chassi) do veículo. Estes atuam como três molas de torção em série, portanto, a rigidez torcional (K_{TOTAL}) é dada pela Equação 1:

$$\frac{1}{K_{TOTAL}} = \frac{1}{K_{FRONT}} + \frac{1}{K_{CORPO}} + \frac{1}{K_{TRAS}} \quad (1)$$

Onde:

K_{FRONT} = Rigidez de torção da suspensão frontal;

K_{TRAS} = Rigidez de torção da suspensão traseira;

K_{CORPO} = Rigidez de torção (longitudinal) do corpo do veículo;

Geralmente a carroceria do veículo é muito mais rígida em relação ao eixo longitudinal do que as suspensões dianteira e traseira. Desta maneira, a sua contribuição para a torção geral o ângulo θ é insignificante e com isso o termo $1/K_{CORPO}$ é pequeno e pode ser desconsiderado da Equação 1 (BROWN et. al, 2002).

Com isso, pela notação encontrada na Figura 21, o torque T gerado pela altura da colisão H é dado pela Equação 2:

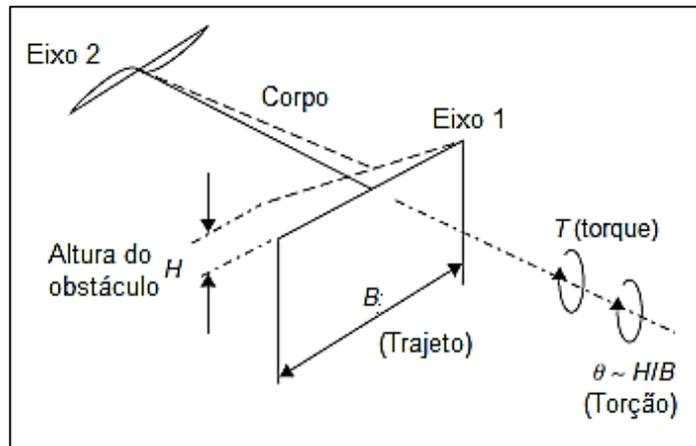
$$T = K_{TOTAL} \cdot \theta \quad (2)$$

Sendo a torção no eixo 1:

$$\theta \approx \frac{H}{B} \therefore T = K_{TOTAL} \cdot \frac{H}{B} \quad (3)$$

Este torque T é causado pela transferência de peso para a roda sobre o obstáculo para a roda oposta do mesmo eixo (BROWN et. al, 2002).

Figura 21 – Torque gerado pela altura H do obstáculo.



Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

De acordo com BROWN et. al, (2002), conforme a notação da Figura 22, isso pode ser mostrado da seguinte forma:

Equilíbrio vertical da força no eixo 1:

$$P_E + P_D = P_{EIXO} \quad (4)$$

Ou seja:

$$P_E = P_{EIXO} - P_D \quad (5)$$

Onde:

P_{EIXO} = Carga total do eixo;

P_E = Reação na roda esquerda;

P_D = Reação na roda direita.

$$T = (P_E - P_D) \cdot \frac{B}{2} \quad (6)$$

Para o equilíbrio do momento:

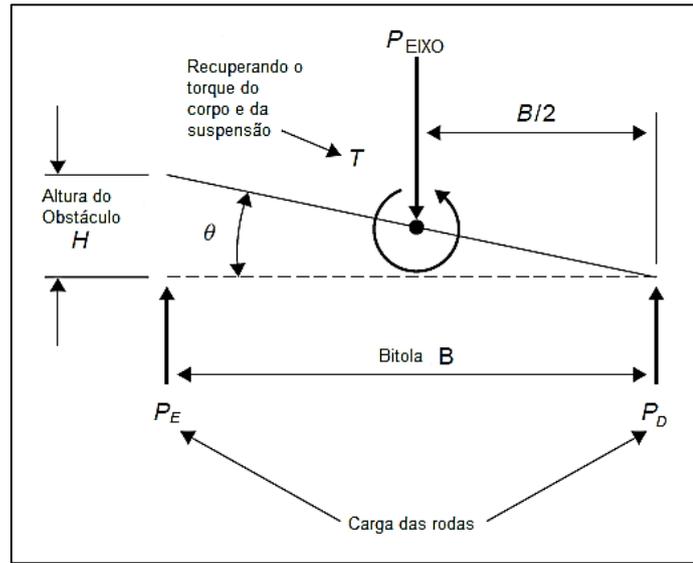
$$T = (P_{EIXO} - 2 \cdot P_D) \cdot \frac{B}{2} \quad (7)$$

Substituindo da Equação 5:

$$P_D = \frac{P_{EIXO}}{2} - \frac{T}{B} \quad (8)$$

$$P_E = \frac{P_{EIXO}}{2} + \frac{T}{B} \quad (9)$$

Figura 22 – Forças e momentos no eixo 1.



Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

O torque atingirá um limite quando $P_D = 0$ ($P_E = P_{EIXO}$). A partir das Equações 8 e 9, as cargas das rodas se comportam como mostrado na Figura 23.

Observe que é sempre a roda do eixo que possui menor carga fica livre para subir:

$$T_{MAX} = P_{EIXO} \cdot \frac{B}{2} \quad (10)$$

Onde P_{EIXO} = menor carga sobre o eixo.

Assim, o torque máximo T_{MAX} neste caso pode ser obtido pelas Equações 3 e 10.

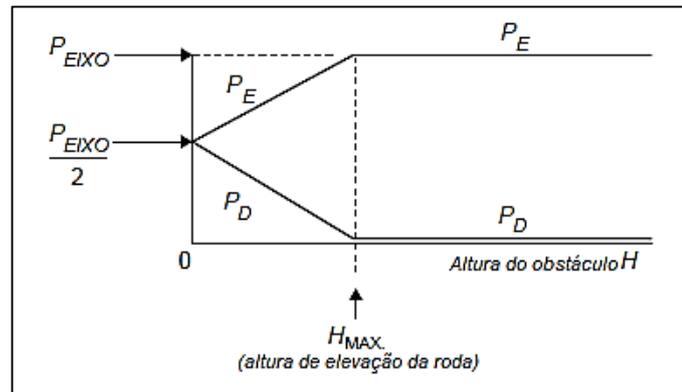
$$T_{MAX} = K_{TOTAL} \cdot \frac{H_{MAX}}{B} = P_{EIXO} \cdot \frac{B}{2} \quad (11)$$

Onde H_{MAX} é a altura do obstáculo o qual desloca a roda para cima.

Portanto:

$$H_{MAX} = \frac{P_{EIXO} \cdot B^2}{2 \cdot K_{TOTAL}} \quad (12)$$

Figura 23 – Reações estáticas para roda com obstáculo sob a roda esquerda.



Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

Para suspensões macias, como encontradas em carros de passeio atuais, facilmente podem chegar ao seu fim de curso e atingir os “batentes de suspensão” com solavancos menores que H_{MAX} . Esta carga de torção então seria aplicada ao veículo através do batente que por sua vez é muito mais rígido que a mola (BROWN et. al, 2002).

Diversos pesquisadores sugerem valores diferentes para H no caso de torção como é possível observar na Tabela 2. Pawlowski (1959) sugeriu utilizar fator extra dinâmico em casos que o veículo frequentemente encontra condições difíceis como rachaduras no gelo (BROWN et. al, 2002).

Tabela 2 – Altura da colisão de torção para carros.

	Pawlowski (1969)	Erz (1957)
Altura da colisão (m)	0,2	0,2
Fator inercial	1,3	
Fator inercial (fora da estrada)	1,8	

Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

2.4.2.3 Cargas Longitudinais - Frenagem

As forças de frenagem nos pontos de contato com o solo são compensadas por um distancia vertical “h” do centro de gravidade do veículo, haverá uma transferência de peso da parte traseira para as rodas dianteiras (BROWN et. al, 2002).

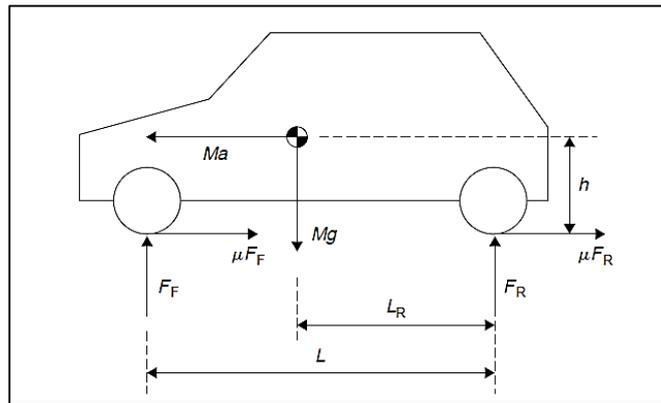
A Tabela 3 mostra os fatores de carga de frenagem sugerido por pesquisadores.

Tabela 3 – Fatores de carga para frenagem.

	Pawlowski (1969)	Testes Cranfield (Tidbury 1966)	Garrett (1953)
Carros	1,1 g	1,84 g	1,75 g
Caminhões	0,75 g		

Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

Figura 24 – Transferência de peso durante a frenagem.



Fonte: BROWN et. al, (2002).

Conforme Brown et. al, (2002), de acordo com a notação vista na Figura 24, para o equilíbrio longitudinal da força:

$$M \cdot a = \mu \cdot M_g = \mu \cdot F_F + \mu \cdot F_R \quad (13)$$

Onde:

μ = Coeficiente de atrito entre o pneu e o solo;

M = Massa do veículo;

a = Desaceleração da frenagem;

M_g = Peso do veículo.

Para um momento de equilíbrio sobre o contato do pneu traseiro com o solo:

$$F_F \cdot L = M_g \cdot L_R + M \cdot a \cdot h \quad (14)$$

Assim, da Equação 13 e Equação 14 a reação vertical do eixo dianteiro F_F é:

$$F_F = \frac{M_g \cdot (L_R + \mu \cdot h)}{L} \quad (15)$$

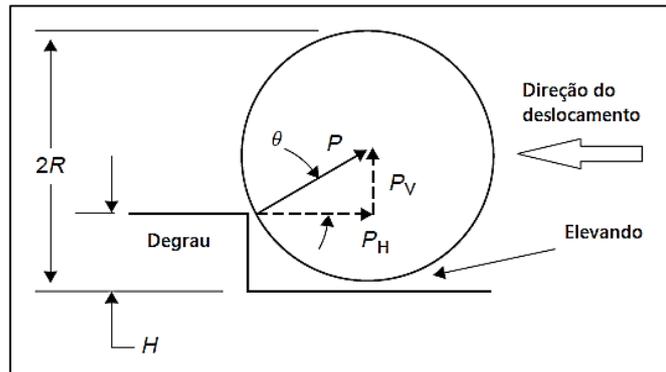
Da mesma forma, a reação vertical F_R do eixo traseiro é:

$$F_R = \frac{M_g \cdot (L_F + \mu \cdot h)}{L} \quad (16)$$

2.4.2.4 Cargas Longitudinais – Ao Atingir um Solavanco

De acordo com Brown et. al, (2002), utilizando a notação da Figura 25 e assumindo equilíbrio estático, nesse caso a reação resultante da roda passa pelo centro da roda:

Figura 25 – Impacto longitudinal



Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

Equilíbrio vertical:

$$P \cdot \sin \theta = P_V \quad (17)$$

Equilíbrio horizontal:

$$P \cdot \cos \theta = P_H \quad (18)$$

Portanto:

$$P_H = \left(\frac{P_V}{\sin \theta} \right) \cdot \cos \theta = \left(\frac{P_V}{\tan \theta} \right) \quad (19)$$

Onde:

P_V = Carga estática vertical da roda;

P_H = Força horizontal desenvolvida;

Supondo que os raios de rolamento são aproximadamente iguais aos raios livres do pneu:

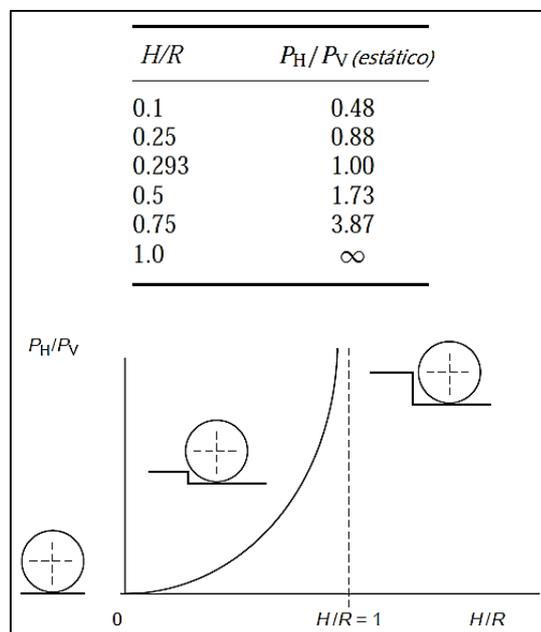
$$\sin \theta = \frac{R - H}{R} = 1 - \frac{H}{R} \quad (20)$$

Desta forma os efeitos dinâmicos e inércia da roda não são considerados. Estes são muito importantes neste caso e Garret (1953) sugeriu um fator de carga dinâmico $K_{DYN} = 4.5$ para que:

$$P_H = K_{DYN} \cdot \frac{P_V}{\tan \theta} \quad (21)$$

Para um dada altura de obstáculo H e força vertical da roda P_V , a força horizontal P_H depende do raio da roda (o tamanho da roda é inversamente proporcional ao tamanho da força desenvolvida), conforme é possível observar na Figura 26. Em grandes degraus, em que sua altura se aproxima do tamanho do raio da roda, a força longitudinal se torna muito maior, por que o termo $\tan \theta$ se aproxima de zero (BROWN et. al, 2002).

Figura 26 – Carga longitudinal em relação à altura do degrau (sem fator dinâmico).



Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

2.4.2.5 Combinação de Cargas - Curvas

Para fins de cálculo, as cargas são divididas em casos idealizados separados e os resultados são combinados, por adição (utilizando o princípio de superposição) para dar o efeito das cargas reais. Os principais casos idealizados são: Flexão (como no caso de carga vertical simétrica); Torção pura; Cargas laterais; Cargas longitudinais (BROWN et. al, 2002).

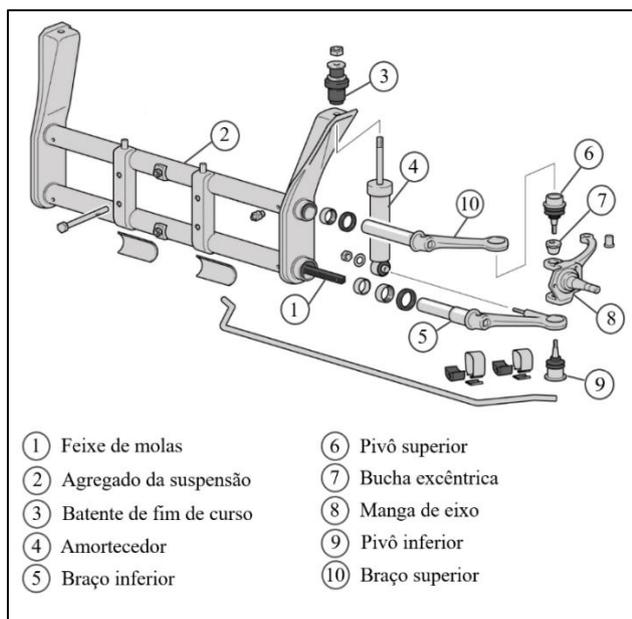
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são abordadas as condições em que o veículo analisado se encontra, bem como algumas dimensões principais e características. Em seguida é apresentada a proposta de atividades a serem realizadas para a solução do problema imposto.

3.1 OBJETO DE ESTUDO

O veículo abordado possui alguns componentes de um VW Fusca (suspensão dianteira e sistema de tração) e foi desenvolvido artesanalmente para uso exclusivo *off-road* o que não o enquadra em normas específicas. Possui estrutura tubular e entre eixos reduzido. A suspensão dianteira a qual é o principal objeto de análise deste trabalho, como descrito anteriormente, é oriunda do VW Fusca do tipo *trailing arm*, e sofreu alterações na manga de eixo para elevar o vão livre e evitar colisões com obstáculos maiores. Esta alteração não foi executada de forma adequada. Elevou a quantidade de massa não suspensa e causou alterações nos ângulos principais da geometria da suspensão. A Figura 27 mostra os principais componentes da suspensão original do Fusca.

Figura 27 – Componentes principais suspensão *trailing arm*.



Fonte: Adaptado de Heritage

O veículo é utilizado em pequenos trajetos pavimentados apenas para deslocamento, porém sua maior utilização se dá em terrenos altamente acidentados que exigem um grande curso vertical e trabalho da suspensão sem propósito de curvas em altas velocidades. A suspensão do Fusca não tem dimensionamento adequado para a utilização *off-road* o que constantemente causa diversas falhas precoces de amortecedores e juntas esféricas bem como em casos extremos deformação de alguns componentes.

O estudo apresentado neste trabalho visa a solução para a falha precoce dos amortecedores dianteiros pelo uso constante *off-road* analisando as forças aplicadas e alterando a geometria de suspensão.

No Quadro 1 é possível observar alguns parâmetros encontrados no veículo a ser analisado. No mesmo Quadro pode-se observar a diferença entre as bitolas dianteira e traseira. Isso se dá devido á alteração da suspensão citada anteriormente.

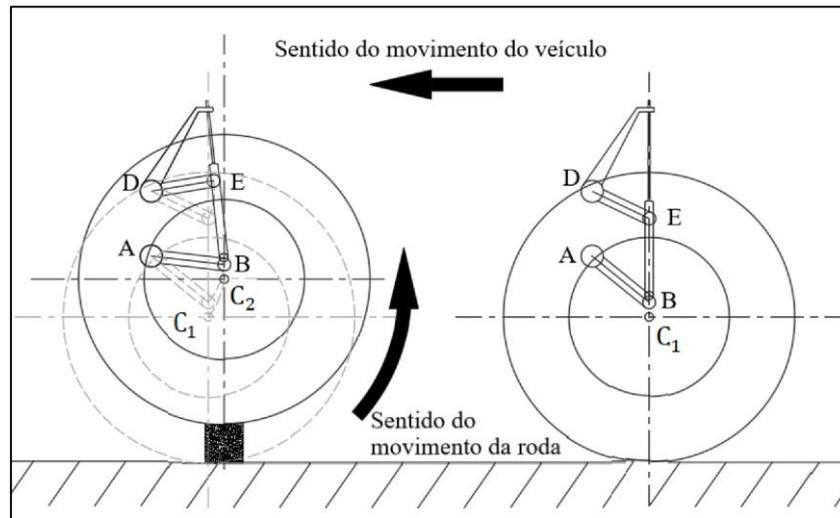
Quadro 1 – Principais características do veículo.

Dados do veículo	
Modelo inicial	Volkswagen Fusca 1300L 1975
Massa	720 kg
Diâmetro pneu dianteiro	600 mm
Diâmetro pneu traseiro	790 mm
Suspensão dianteira	
Tipo	Trailing Arm
Amortecedor	Traseiro do Chevrolet Corsa
Vão livre	430 mm
Bitola	1475 mm
Massa	210 kg
Suspensão traseira	
Tipo	Barra de Torção
Amortecedor	Traseiro Chevrolet Montana
Vão livre	300 mm
Bitola	1410 mm
Massa	510 kg

Fonte: O Autor.

Uma das características da suspensão *trailing arm* do Fusca é apresentada na Figura 28. Considerando que todo o movimento da roda ao transpor o obstáculo é absorvido, ou seja, não é transmitido para a carroceria nos pontos “A” e “D”, pode-se observar o movimento em “arco” dos braços de suspensão e roda no sentido contrário do veículo, porém no mesmo sentido de giro da roda. É notável que esta característica auxilia na transposição de obstáculos, porém amplia devido a inércia as cargas no amortecedor (ADAMS, 1993).

Figura 28 – Movimento da suspensão *trailing arm*.

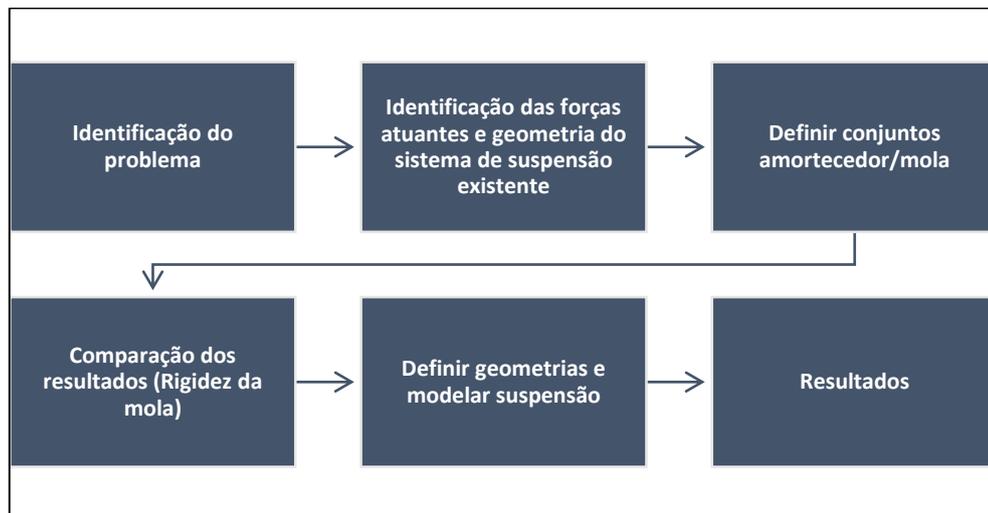


Fonte: O Autor.

3.1.1 Fluxograma das atividades

As atividades desenvolvidas foram realizadas de acordo com o fluxograma apresentado na Figura 29.

Figura 29 – Fluxograma das atividades.



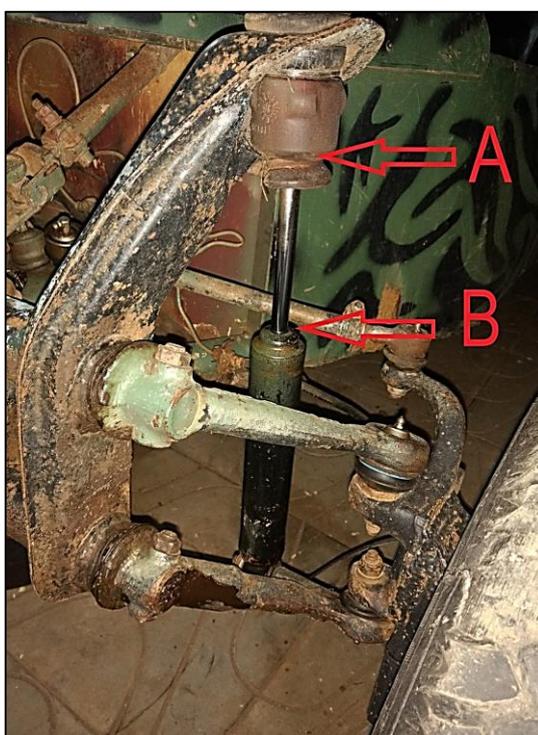
Fonte: O Autor.

3.1.2 Identificação do problema

O projeto de uma geometria de suspensão leva em conta além de outros fatores a utilização principal do veículo. Durante o projeto são previstos desgastes dos componentes em

determinado tempo, porém esta falha pode ser acelerada devido a sua utilização indevida. É possível evidenciar estas falhas precoces as quais são os principais problemas relacionados a suspensão atual abordados neste trabalho na Figura 30. A seta A da Figura 30 ilustra a falha precoce dos batentes de amortecimento indicando que o amortecedor atua frequentemente em seu fim de curso. A seta B da mesma figura indica a falha dos anéis de vedação do amortecedor devido a sua utilização e falta de proteção da haste.

Figura 30 – Amortecedor dianteiro (A) falha precoce do batente de amortecedor (B) amortecedor com vazamento.



Fonte: O Autor.

3.1.3 Identificação das forças atuantes e geometria do sistema de suspensão existente

Para determinar o peso aplicado nas rodas foi utilizada uma balança comercial para pesagem de caminhões, a qual apresenta uma margem de erro de ± 5 kgf. Os pesos informados na balança foram de 100 kgf para a roda dianteira direita e 110 kgf para a roda dianteira esquerda.

Em função do modelo de suspensão atual utilizar molas de torção, existe uma dificuldade para realização de um ensaio experimental em laboratório para determinar a rigidez da mola. Desta forma, o procedimento utilizado foi o incremento de uma massa de 90,7 kg sobre a suspensão, o que gerou uma variação na altura do veículo medido por uma

régua presa ao veículo, o procedimento foi repetido três vezes para o cálculo da média. De posse das informações anteriores, utilizando a Equação 26 Lei de Hooke foi encontrada rigidez da mola.

$$F = k \cdot \Delta l \quad (22)$$

Manipulando:

$$k = \frac{F}{\Delta l} \quad (23)$$

Onde:

F = Força aplicada [N];

k = Constante elástica da mola [N/mm];

Δl = Variação da posição vertical [mm];

Durante os procedimentos de análise das forças atuantes na segunda parte deste trabalho, foi utilizado o *software Tracker Video Analysis* para evidenciar as forças dinâmicas.

A segunda análise foi realizada para definir o deslocamento, velocidade e aceleração da suspensão e da carroceria ao transpor um bloco de concreto de 90 mm de altura e 90 mm de largura. Utilizando uma câmera em um ponto fixo, foram gravados nove vídeos do veículo no trajeto com uma velocidade de aproximação média de 2,2 m/s, dentre estes foram descartados três pois a velocidade de aproximação divergia das demais. Os vídeos foram importados para o *software Tracker Video Analysis* onde foram determinados os pontos de interesse para as análises os quais são, o centro da roda para verificação deslocamento vertical da suspensão e suporte do amortecedor para os movimentos da carroceria e uma medida de referência conforme Figura 31. O *software* gerou uma tabela com as informações de deslocamento, velocidade e aceleração a qual foi manipulada através do *software Microsoft Excel* sobrepondo os gráficos das análises e criando uma média em cada ponto para obter apenas uma linha a qual representa de forma mais real as informações coletadas. Para determinação das forças foi utilizado a segunda lei de Newton (Equação 24) que está apresentada abaixo. Os gráficos são apresentados no Capítulo 4.

$$F = m \cdot a \quad (24)$$

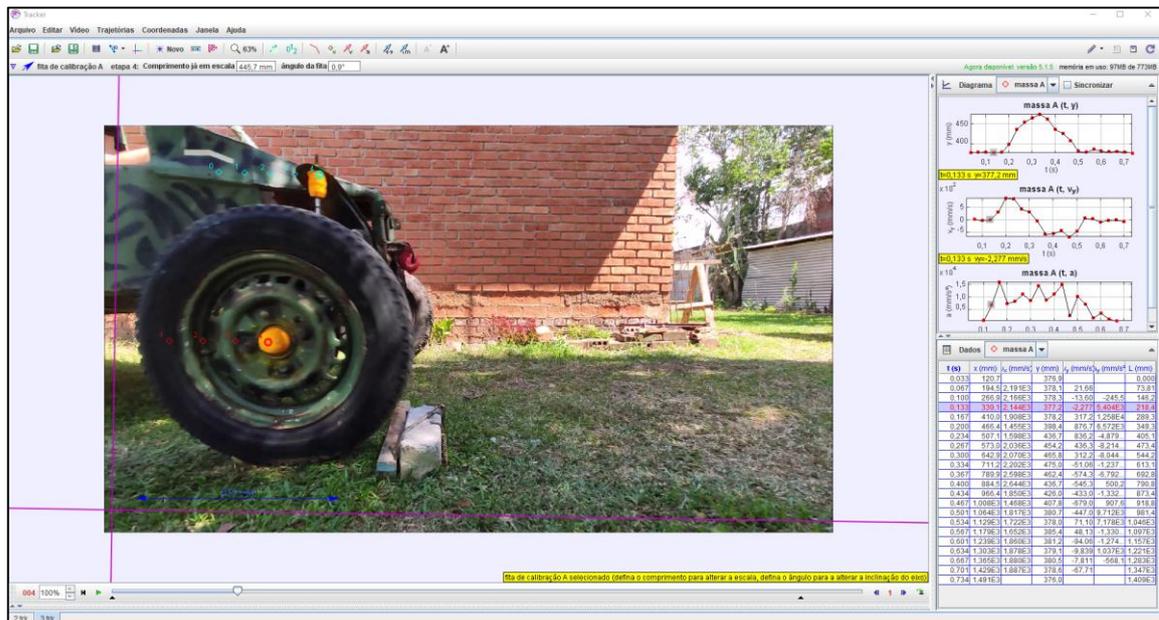
Onde:

F = Força [N];

m = Massa [kg];

a = Aceleração [m/s^2];

Figura 31 – Análise dos dados no *software Tracker Video Analysis*.



Fonte: O Autor.

3.1.4 Conjuntos amortecedor/mola

Foram selecionados quatro modelos de molas helicoidais para serem analisados e e auxiliar na escolha do modelo a ser utilizado na nova suspensão. Na Figura 33 é possível observar os modelos avaliados e no Quadro 2 os veículos pertencentes. Entre os modelos apresentados a mola “b”, mola “c” e mola “d”, possuem diâmetro da espira variável. A mola “d” possui também variação no diâmetro do arame, desta forma para caracterização das molas “b”, “c” e “d”, foi necessário a Equação 26 juntamente com as informações da Figura 32. A mola “a” foi modificada anteriormente, tendo duas espiras removidas, possui diâmetro de espiras e arame constante, portanto foi possível através da Equação 25 determinar a constante elástica da mola. Afim de comparação com os dados teóricos encontrados foi realizado um ensaio em laboratório.

$$k = \frac{Gd^4}{8ND_m^3} \quad (25)$$

$$k = \frac{Gd^4}{16N_a(R_2 + R_1)(R_2^2 + R_1^2)} \quad (26)$$

Onde:

G = Módulo de elasticidade torsional do material [N/mm²];

k = Constante elástica da mola em Newton por milímetro [N/mm];

d = Diâmetro do arame [mm];

D_m = Diâmetro médio da espira [mm];

N = Número de espiras ativas [-];

N_a = Número de espiras totais [-];

R_1 = Raio menor da espira [mm];

R_2 = Raio maior da espira [mm];

Figura 32 – Tipos de extremidades de molas.

Termo	Plana	Plana e Faceada	Extremidade fechada	Ext. Fechada e Faceada
Espiras não ativas (N_e)	0	1	2	2
Espiras totais (N_t)	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Comp. livre (L_o)	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Comp. sólido (L_s)	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Passo (p)	$(L_o - d)/N_a$	$L_o/(N_a + 1)$	$(L_o - 3d)/N_a$	$(L_o - 2d)/N_a$
Tabela 03				

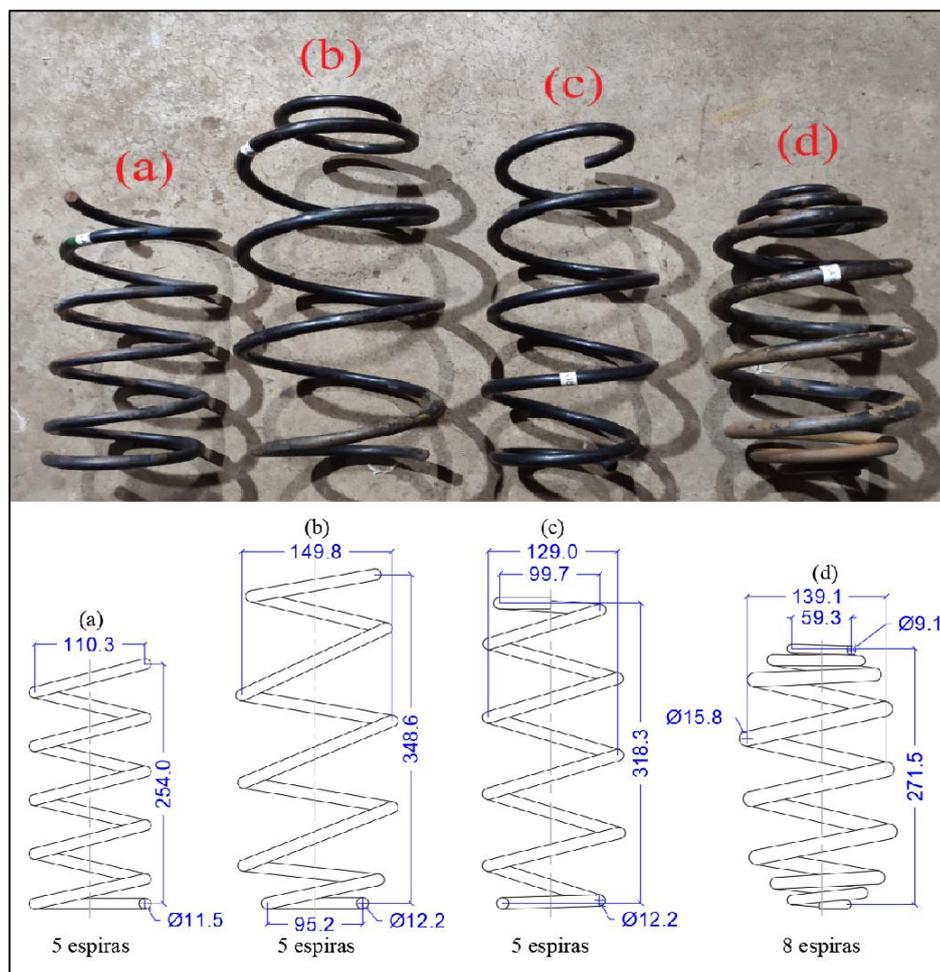
Fonte: Adaptado de NORTON (2013).

Quadro 2 – Aplicação automotiva das molas.

Nome	Aplicação
Mola a	Traseira do Volkswagem Gol 1989 (modificada)
Mola b	Dianteira do Volkswagem Polo 2010
Mola c	Dianteira do Volkswagem Gol 2011
Mola d	Traseira do Chevrolet Omega

Fonte: O Autor.

Figura 33 – Modelos de molas analisadas.



Fonte: O Autor.

O ensaio foi realizado no equipamento EMIC DL2000, com uma célula de carga de 20 kN. Para todas as análises de compressão, foram definidos os parâmetros de parada do ensaio como pico de força de 1500 N e um deslocamento de 80mm. O equipamento fornece os dados em arquivos de texto que possibilita a análise dos dados graficamente através do *software Microsoft Excel*. Para determinar a rigidez das molas foi utilizado a Equação 23.

Devido à falta de disponibilidade de um dinamômetro de amortecedor, o mesmo não foi avaliado experimentalmente. Porém como forma orientativa para futuras avaliações analíticas, Dixon (2009) sugere que o coeficiente de amortecimento exigido por roda varia de 1 à 5 kN.s/m para veículos de passageiros e acima disso para veículos comerciais. Outro parâmetro fundamental é a assimetria, quantidade relativa de amortecimento na compressão e extensão, o qual em veículos de passageiros tende a ser em torno de 30/70.

3.1.5 Comparação dos resultados

Com as informações coletadas na etapa de identificação das forças atuantes no sistema de suspensão existente e nas análises do novo conjunto de amortecedor e mola selecionado são comparados os dados e constantes de amortecimentos para a análise das cargas atuantes na nova suspensão. Com estes dados será possível em trabalhos futuros avaliar a geometria que mais se aproxima do intuito desejado e modelamento da nova suspensão.

3.1.6 Definir geometrias e modelar suspensão

Conforme Adams (1993), a suspensão duplo A com braços de comprimentos diferentes (superior de menor comprimento) é utilizada em veículos de competição e passeios devido a seu alto nível de desempenho em gerar um maior ganho negativo de cambagem quando a suspensão é comprimida. Essa configuração apresenta um ganho em curvas. Entretanto a suspensão deste estudo pela sua utilização, não exige um grande desempenho em curvas. Por este motivo a geometria escolhida foi uma variação com braços de mesmo comprimento e paralelos o que, conforme Rezende (2007) “evita as deflexões que aparecem durante a execução de curvas, mantendo o alinhamento das rodas e da direção.”.

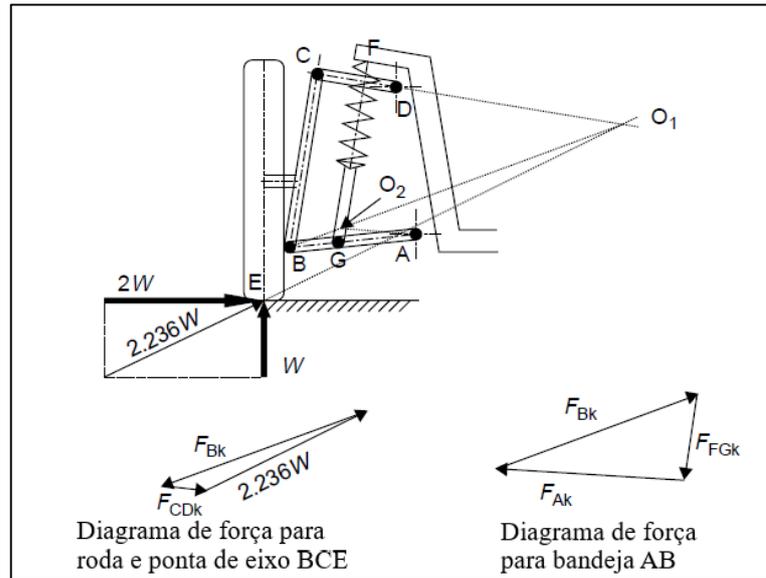
O modelamento da suspensão foi através do *software Autodesk Inventor* seguindo os parâmetros indicados na literatura apresentados no Capítulo 2 deste trabalho.

3.1.7 Identificação das forças aplicadas na suspensão

Com a geometria definida após o modelamento, foram conferidos os parâmetros geométricos da suspensão e através do *software Autodesk AutoCAD* criado um modelo simplificado da geometria da suspensão para a análise vetorial das forças conforme indicado por Brown et. al, (2002).

Dois casos de forças foram analisados nesta etapa. O primeiro deles descrito por Brown et. al, (2002) é chamado de colisão do meio fio, onde uma carga lateral de $2W$ é aplicada na área de contato do pneu com o solo e é combinada com a carga vertical. Esta carga lateral é considerada duas vezes a carga vertical W , conforme apresentado na Figura 34.

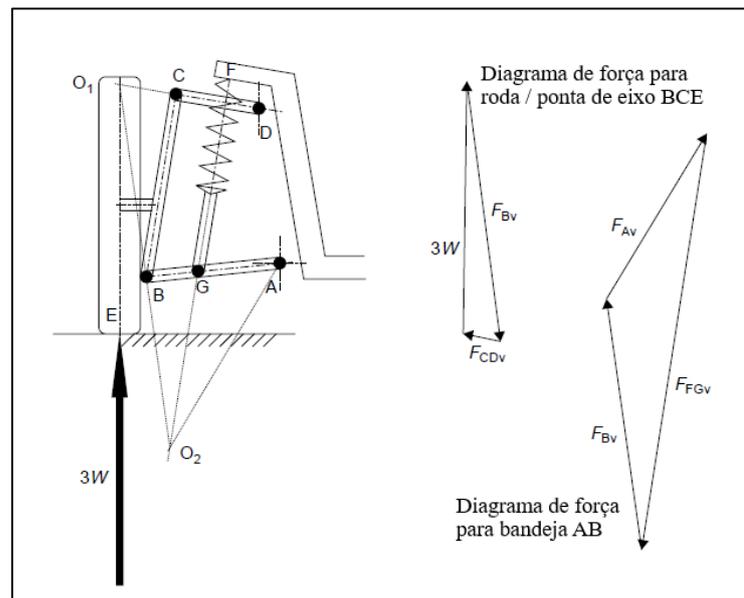
Figura 34 – Carga lateral.



Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

Um segundo caso é considerado uma carga vertical proveniente da ação de um obstáculo no solo. Esta força é um múltiplo da carga vetorial estática e pode ser determinada com a modelagem dinâmica da suspensão. Brown et. al, (2002) sugere que forças dinâmicas verticais da ordem de três vezes a força estática podem ser adotadas como uma estimativa para avaliar as cargas em suspensões de veículos cruzando obstáculos. Uma ilustração do procedimento pode ser visualizado na Figura 35.

Figura 35 – Carga vertical.

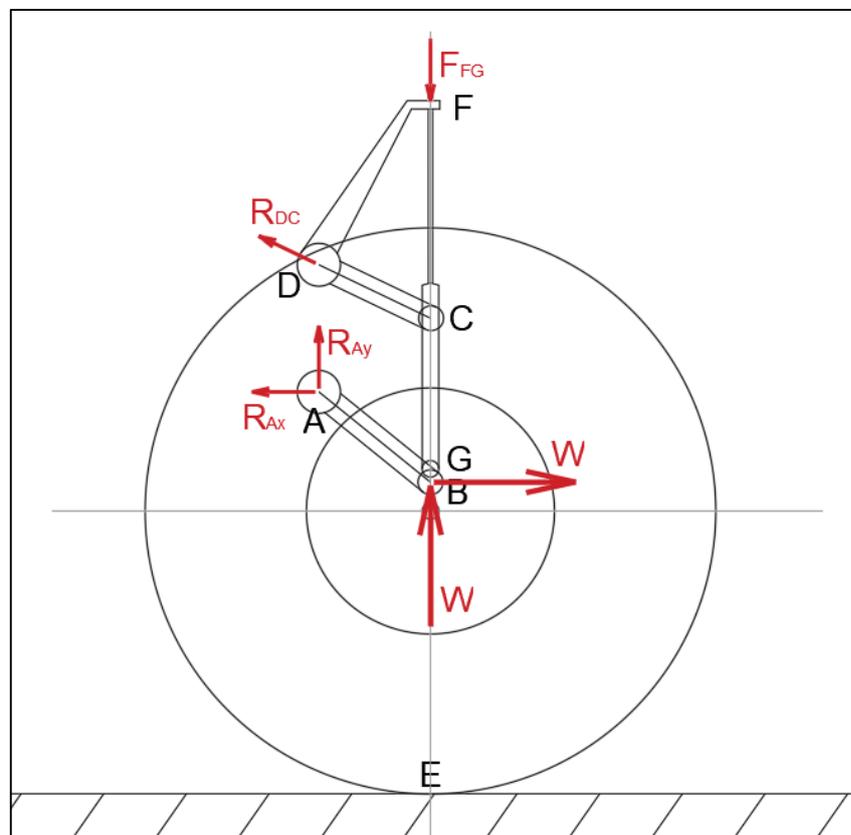


Fonte: Adaptado de BROWN et. al, (2002).

Considerando a roda e ponta de eixo como um só corpo o qual é mantido em equilíbrio pelas forças nas articulações B e C. Ambos os casos utilizam o princípio de que três forças que atuam sobre um corpo em equilíbrio são simultâneas, o ponto de simultaneidade é O_1 , este ponto é formado pela intersecção da linha de projeção da força resultante e a linha de projeção da bandeja CD a qual não pode possuir nenhuma força lateral ou seja, não deve possuir as forças laterais aplicadas pela mola. O ponto O_2 é formado pela intersecção da linha projeção da ligação da articulação B com O_1 e a linha de projeção do amortecedor FG. Com a análise vetorial destas projeções, pode-se determinar as forças resultantes nas articulações da suspensão.

Para validação dos resultados e com o intuito de comparação das forças resultantes entre as duas geometrias, para foram calculados o equilíbrio das forças e momentos de cada elemento da suspensão em uma vista lateral do veículo. Com o esboço criado a partir das dimensões coletadas na suspensão existente foram criados os digramas de corpo livre das forças e momentos e calculadas as reações conforme Figura 36.

Figura 36 – Forças de equilíbrio.



Fonte: O Autor.

4 RESULTADOS

Utilizando como base as informações contidas no referencial teórico e avaliando outros veículos utilizados em *off-road*, o primeiro parâmetro definido foi uma bitola máxima de 1,8 metros. Com o intuito de facilitar acesso e reduzir custo de manutenção futura dos componentes da suspensão duplo A, foram selecionados alguns itens de veículos nacionais conforme a Quadro 3.

Quadro 3 – Componentes utilizados e veículos correspondentes.

Componente	Veículo
Amortecedor	Volkswagen Saveiro 2005
Manga de eixo	Chevrolet Vectra 1998
Freios e rolamentos	Chevrolet Vectra 1998
Pivô de bandeja inferior	Chevrolet Vectra 1998
Pivô de bandeja superior	Renaut Duster 2012

Fonte: O Autor.

4.1 SUSPENSÃO ATUAL

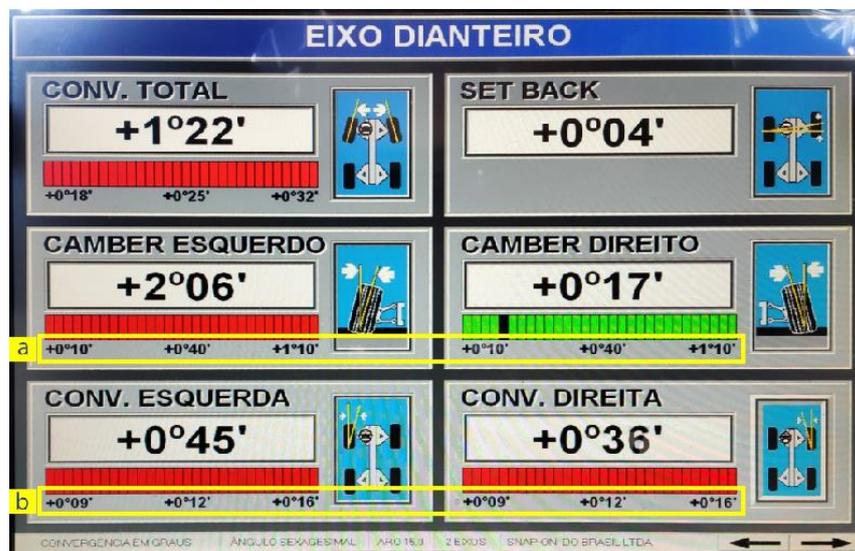
Como ponto inicial das avaliações da suspensão atual, foram verificadas as consequências da modificação avaliando a geometria em um alinhador digital de direção para veículos que apresentou os resultados da Figura 36.

4.1.1 Parâmetros geométricos

Segundo Adams (1993) os veículos com tração traseira devem possuir uma geometria levemente convergente para manter o alinhamento das rodas após o início do movimento, conforme a Figura 36 (b) o equipamento utilizado informa para mantermos esse valor entre $+0,09^\circ$ e $+0,16^\circ$. O valor encontrado foi $+0,45^\circ$ para a roda esquerda e $+0,36^\circ$ para a roda direita. Os dados se confirmam durante a utilização do veículo que não mantém o alinhamento sem correções aplicadas na direção. Uma das consequências destes valores principalmente em carros de passeio é o desgaste prematuro do lado externo dos pneus pois o mesmo sofre um arrasto durante a rodagem.

Outro parâmetro apresentado na Figura 36 é o *camber*. Este, entretanto é exibido pelo *software* do equipamento com o sinal dos ângulos contrários à literatura. Os resultados foram, $-2,06^\circ$ para roda esquerda e $-0,17^\circ$ para a roda direita. A faixa indicada pelo equipamento ilustrado na Figura 36 (a) é entre $-0,10^\circ$ e $-1,10^\circ$ o que se aproxima da fabricante de suspensões para veículos *off-road SuperATV* em um guia de manutenção de seu *site* recomenda uma faixa de utilização da cambagem de 0° à -3° , esta recomendação foi seguida no dimensionamento da nova suspensão.

Figura 36 – Ângulos encontrados na geometria de suspensão atual.



Fonte: O Autor.

4.1.2 Rigidez de mola

Para determinar a rigidez de mola foi utilizado o princípio da lei de Hooke utilizando a Equação 23. Foi incrementado uma massa de 90,7 kg no centro do eixo dianteiro do veículo, considerando que essa massa foi distribuída uniformemente entre as duas rodas dianteiras, cada roda exerce uma força estática vertical contra o piso de 445,2 N. Após o incremento desta massa houve uma variação na altura do veículo em relação ao solo causado pela torção dos feixes de mola da suspensão. A média das três repetições do procedimento apresentou a variação de 19,5mm na altura do veículo utilizando a Equação 23:

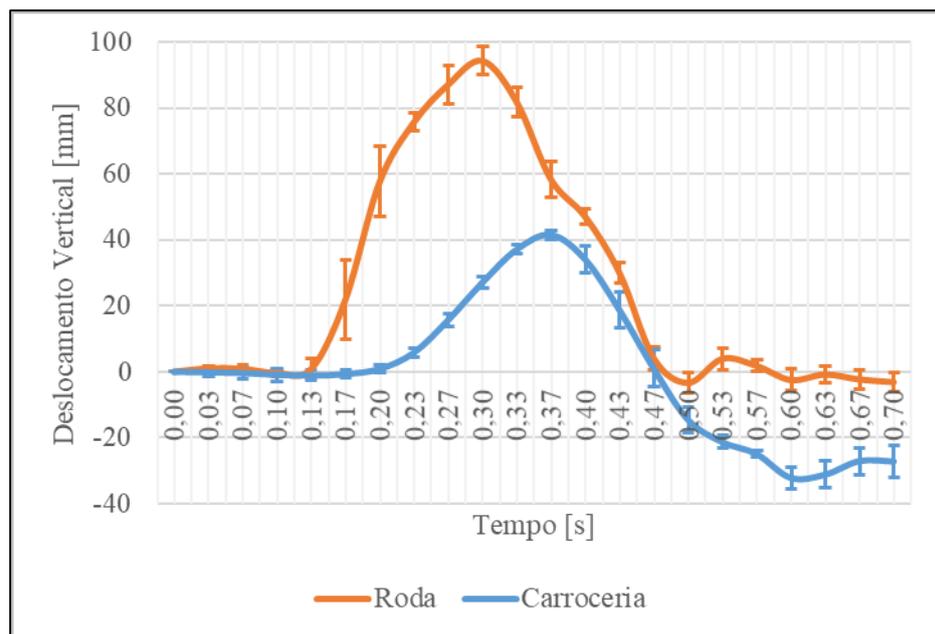
$$k = \frac{445,2}{19,5} = 22,8 \text{ N/mm}$$

4.1.3 Análise das forças atuantes

Com o intuito de evidenciar as forças dinâmicas na suspensão foram analisados através do *software Tracker Video Analysis* vídeos do veículo transpondo um obstáculo de 90 mm de altura por 90 mm de comprimento. O *software* sequenciou os vídeos analisados em um intervalo de 0,033 segundos e utilizando a medida de referência determinou os deslocamentos dos pontos selecionados.

Abaixo são apresentados os gráficos dos resultados encontrados. As curvas do gráfico exibido na Figura 37 representa os deslocamentos verticais médio entre a roda e a carroceria em uma amostragem de 9 vídeos. Neste gráfico é possível observar que a roda atinge o pico do seu deslocamento vertical de 94 mm e o valor transmitido para a carroceria é menos da metade deste valor 41 mm. Entretanto a carroceria se desloca 32 mm para baixo (negativo) antes de voltar a posição inicial devido a inércia do movimento.

Figura 37 – Deslocamento vertical.

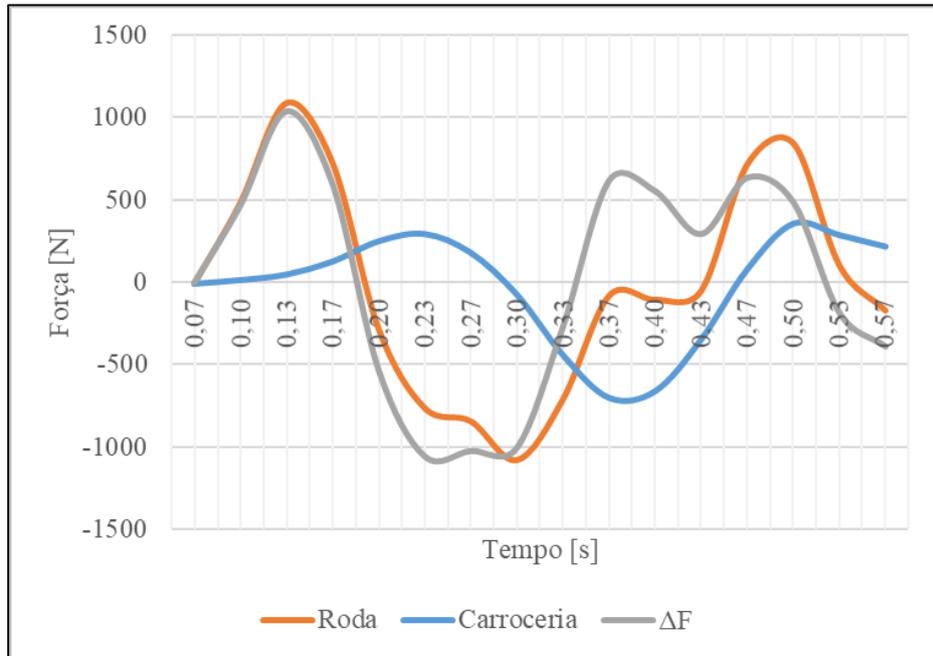


Fonte: O Autor.

No gráfico da Figura 38, estão representadas as forças dinâmicas resultantes após o início do contato do pneu com o obstáculo com uma velocidade média de aproximação de 2,2 m/s. Estas forças foram determinadas através da segunda Lei de Newton representada pela Equação 24 utilizando a massa de $\frac{1}{4}$ de carro de 100 kg. Neste caso foi verificado uma diferença de 792 N entre a força resultante na roda e na carroceria na subida do obstáculo. Na

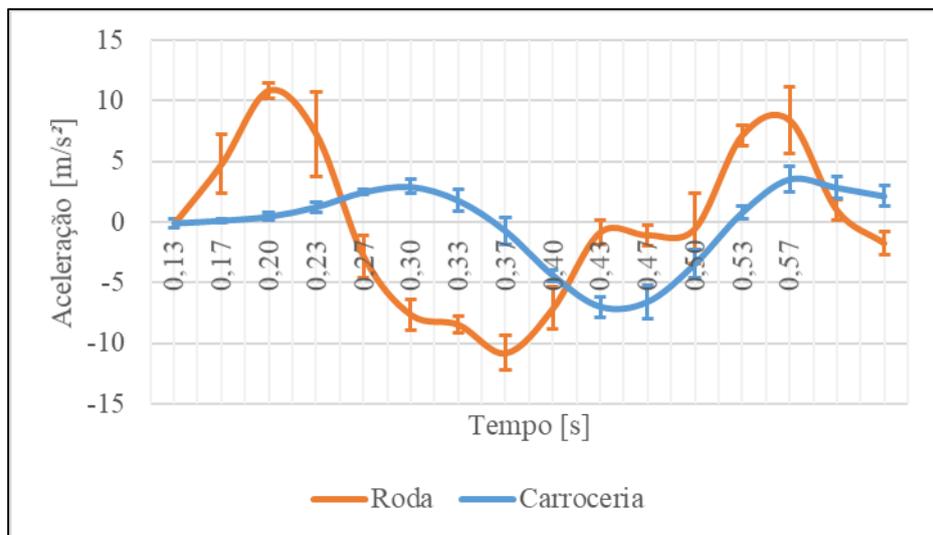
descida a diferença foi menos da metade do valor da subida 379 N estas diferenças estão representadas no gráfico pela curva ΔF . No gráfico da Figura 39 é possível observar as acelerações utilizadas para determinar as forças dinâmicas resultantes.

Figura 38 – Forças verticais.



Fonte: O Autor.

Figura 39 – Aceleração vertical.



Fonte: O Autor.

As diferenças entre as curvas das forças entre carroceria e roda ΔF observada no gráfico foi absorvida pelo conjunto amortecedor e molas. No gráfico da Figura 38 é possível verificar através dos picos iniciais das curvas a menor eficiência do conjunto amortecedor/mola em absorver o retorno da suspensão durante a descida do obstáculo, pois para a mesma força exercida sobre a roda a carroceria exerce uma força de reação maior ao retornar. Este efeito pode ser provocado pelo desgaste do amortecedor, pois o mesmo deveria amenizar o efeito senoidal da curva da carroceria apresentado na Figura 39, entretanto a curva indica uma maior aceleração após o fim do obstáculo.

Conforme descrito no Capítulo anterior deste trabalho Brown et. al, (2002) sugere que forças verticais da ordem de três vezes a força estática para a estimativa para avaliar as cargas em suspensões. Considerando que a força estática aplicada pelo veículo é de 980,7 N multiplicando este valor por três, obtém-se uma força de 2942,1 N. Entretanto avaliando ao gráfico de Figura 38, durante os testes foi encontrado um fator de multiplicação de aproximadamente 1,1. Uma das probabilidades para esta diferença é que Brown et. al, (2002) considera uma amplitude de obstáculo maior que utilizado nos testes.

4.2 SUSPENSÃO DUPLO A

Com a definição dos componentes principais a serem utilizados, foi iniciado o modelamento das peças em 3D utilizando o *software Autodesk Inventor*. Durante o modelamento, foi verificado dentre outros pontos o limite de trabalho dos pivôs, os quais permitem uma variação total de 40° o que determinou o limite de curso máximo e mínimo da suspensão duplo A.

4.2.1 Rigidez de mola suspensão duplo A

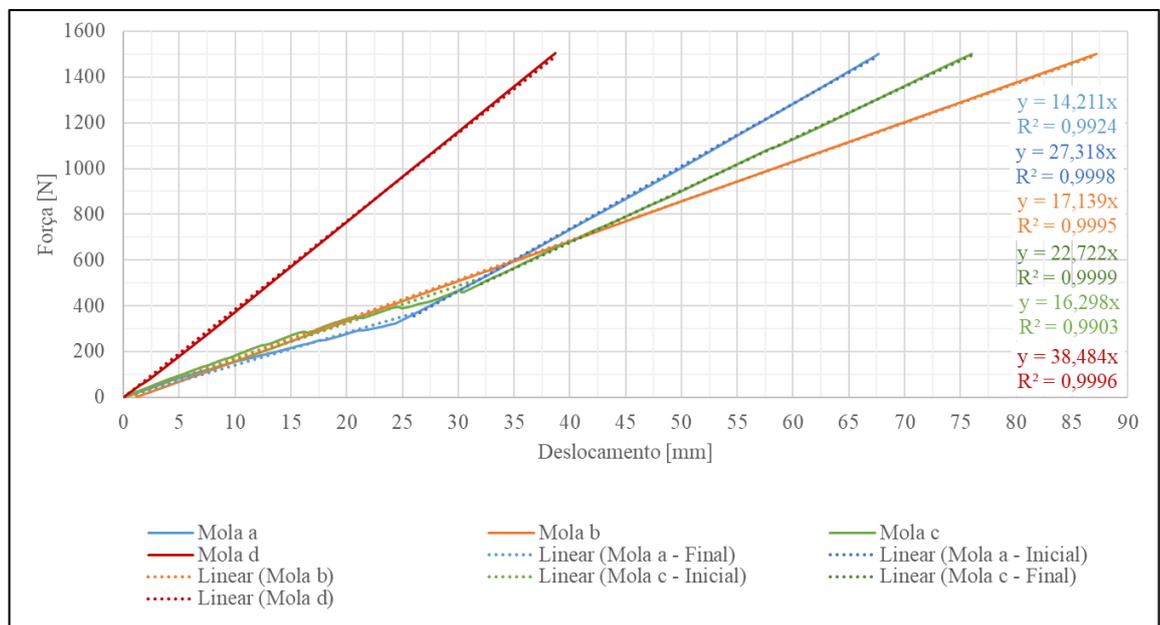
Uma das características da suspensão duplo A é a versatilidade da sua construção, possibilitando um arranjo dos componentes de diversas formas alternando a geometria para adaptar-se a necessidade da aplicação final. Este motivo possibilitou selecionar 4 modelos de molas helicoidais de diferentes formatos e tamanhos para avaliação da rigidez e determinar a mais adequada ao projeto.

Utilizando os procedimentos descritos no Capítulo 3, foram encontrados os valores de força e deslocamento apresentados no gráfico da Figura 40. É possível observar a variação da

inclinação das linhas no gráfico. Essa inclinação representa uma resistência da mola à deformação, quanto maior o coeficiente angular maior a resistência e menor a deformação sofrida pela mola com uma mesma quantidade de força. Esta resistência é chamada de rigidez de mola.

Dentre os 4 modelos de molas as molas “b”, “c” e “d” possuem diâmetro de espira variável e a mola “d” também possui uma variação no diâmetro de arame, isso gera uma possível rigidez de mola variável consequentemente uma relação não linear o que não foi observado no resultado dos ensaios.

Figura 40 – Resultado dos ensaios de compressão em molas.



Fonte: O Autor.

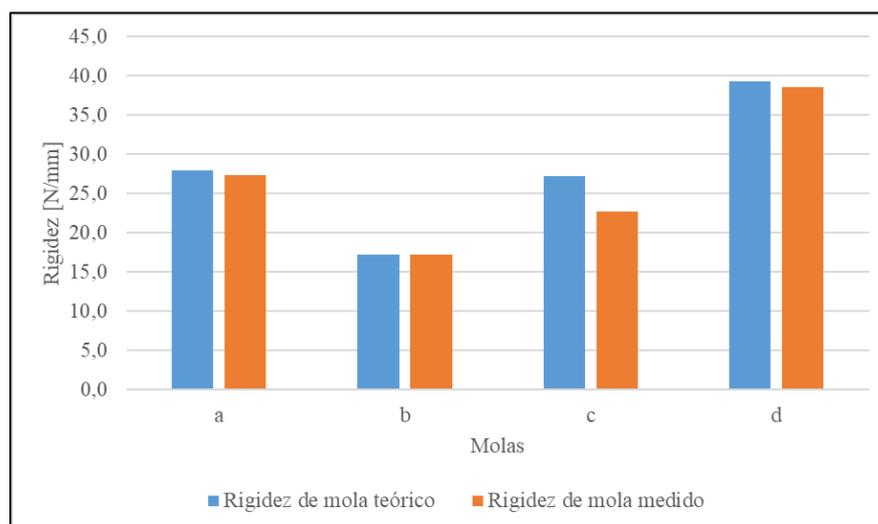
Uma hipótese para este efeito de linearidade é um possível interesse das montadoras em garantir a constante rigidez de mola em toda a extensão de compressão da mesma e não uma variação desta propriedade. Outro fator importante é que qualquer possível fenômeno de não linearidade nas extremidades da curva pode ser evitado com uma força de pré-carga na montagem das molas.

Durante a realização dos ensaios da mola “a”, a qual possui diâmetro de espiras e arame constantes, foi observado um deslizamento inicial nos suportes do equipamento até seu correto assentamento pela dificuldade de fixação o que também é observado na mola “c”. Por este motivo até o assentamento correto da espira, a mola demonstrou uma não linearidade o que gerou uma rigidez de mola de 14,2 N/mm. Entretanto aplicando a lei de Hooke na seção

linear dos valores foi obtido uma rigidez de mola de 27,3 N/mm e comprovado pela equação gerada pelo gráfico.

Para validação dos resultados dos ensaios foi verificado teoricamente a rigidez de cada mola. A mola “a” através da Equação 25 e as demais através da Equação 26. Com o auxílio de um paquímetro foram medidos os parâmetros construtivos das molas utilizados nas equações obtendo-se as dimensões apresentadas na Figura 33. O módulo de elasticidade torsional do material obtido da literatura de Budynas (2011) utilizado no cálculo foi de $G = 77200 \text{ N/mm}^2$. O gráfico da Figura 41 apresenta o comparativo entre os resultados encontrados de rigidez das molas teóricos e medidos no ensaio das molas. Para a mola “a”, o resultado medido foi 2% menor que a rigidez teórica, mola “b” 1% menor, mola “d” 2% menor e mola “c” apresentou uma rigidez 16% menor que o valor teórico maior discrepância entre os valores.

Figura 41 – Comparativo entre resultados.



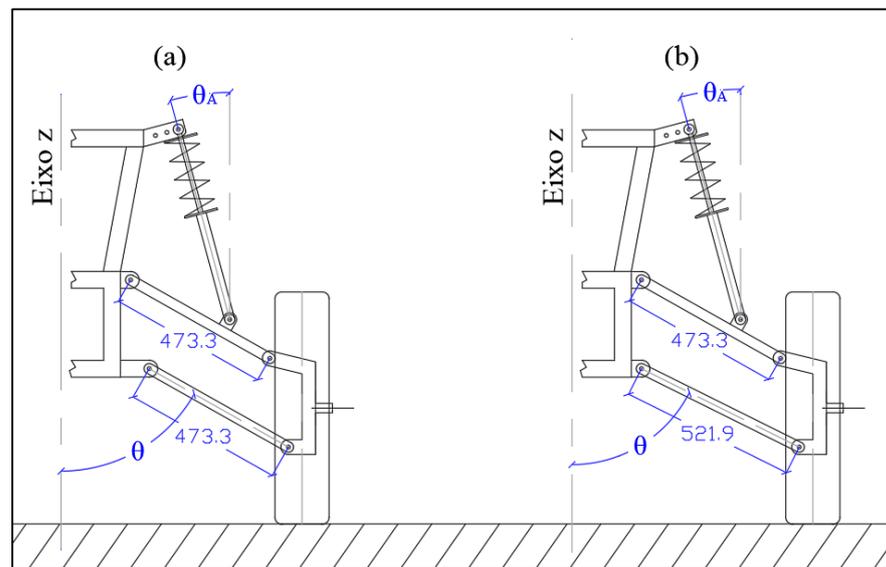
Fonte: O Autor.

4.2.2 Geometria da suspensão

Para determinar o comprimento dos braços superior e inferior o primeiro parâmetro definido foi a posição do pivô superior na manga de eixo obedecendo a variação de 5° à 10° indicados por Gillespie (1992). Para o ponto de fixação do pivô inferior foi utilizado a fixação original da manga de eixo. Para o pivô da bandeja superior foi necessária uma alteração na peça original pois a mesma é aplicada para uma suspensão do tipo *MacPherson*, a qual não necessita de um pivô superior. Entretanto a da manga de eixo original possibilitou o aproveitamento do sistema de freio e rolamentos. Com um ângulo de 10° de pino mestre (*king*

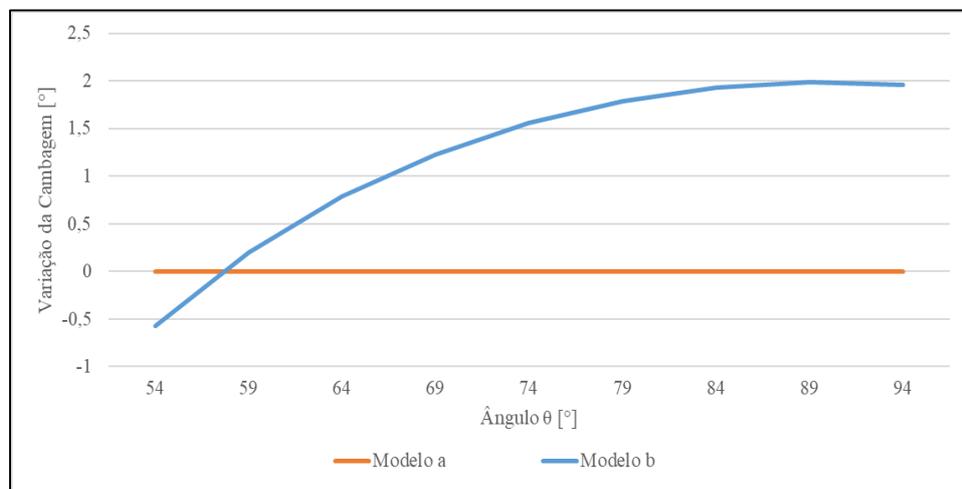
pin) definido, com um esboço prévio ilustrado na Figura 42 e através de uma simulação simplificada unindo os pontos de articulação da suspensão no *Autodesk Inventor*, foi verificada a influência da diferença de comprimento das bandejas na cambagem durante o movimento vertical da suspensão. Pode-se observar no gráfico da Figura 43 essa variação de cambagem. A geometria do “Modelo a” possui braços de mesmo comprimento a cambagem não é alterada. Já na geometria do “Modelo b” devido a mudança do ponto de fixação da articulação na estrutura do veículo, a bandeja inferior possui um comprimento maior que a superior o que influencia na variação na cambagem durante o movimento da suspensão.

Figura 42 – Bandejas de mesmo comprimento (a), bandejas de comprimentos diferentes.



Fonte: O Autor.

Figura 43 – Variação de cambagem.



Fonte: O Autor.

Afim de manter o mínimo de variação de cambagem durante o curso de suspensão, optou-se por uma geometria com a menor variação de comprimentos possível das bandejas. As bandejas ficaram com uma variação de comprimento de 7 mm. A superior possui comprimento de 473 mm e inferior com 466 mm. Afim de possibilitar pequenas correções da cambagem devido à erros construtivos ou desalinhamentos, foram utilizados furos oblongos nas chapas de fixações dos pivôs nas bandejas o que possibilita a correção da diferença de comprimento das bandejas.

Após o modelamento dos braços foram definidos os pontos principais de fixação do conjunto amortecedor e mola. Para o ponto superior (haste do amortecedor) foram criadas 3 furações possibilitando assim um ajuste na inclinação de trabalho do amortecedor e possibilitando a verificação da influência desta inclinação nas forças aplicadas. A Figura 44 apresenta uma vista isométrica da suspensão duplo A.

Figura 44 – Modelamento da suspensão duplo A.



Fonte: O Autor.

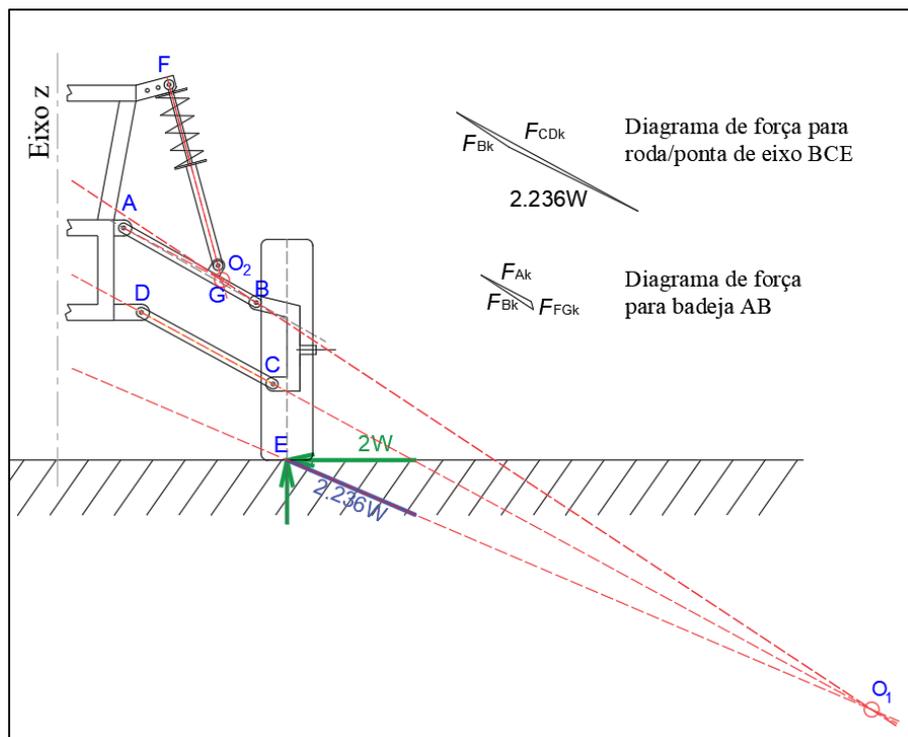
4.3 FORÇAS ATUANTES NA SUSPENSÃO DUPLO A

Para a iniciar o procedimento de análise vetorial das forças sugerido por Brown et. al, (2002) descrito no Capítulo 3, foi criado um esboço simplificado da suspensão de acordo com as dimensões finais e os pontos de interesse *software AutoCAD*. Nesta análise vetorial foram utilizados os três furos do suporte do amortecedor para variar a inclinação do mesmo e assim

verificar a influência desta inclinação nas forças resultantes sobre os componentes. Os ângulos de amortecedor utilizados foram, 15° , $18,5^\circ$ e $21,8^\circ$ representados por θ_A conforme Figura 42.

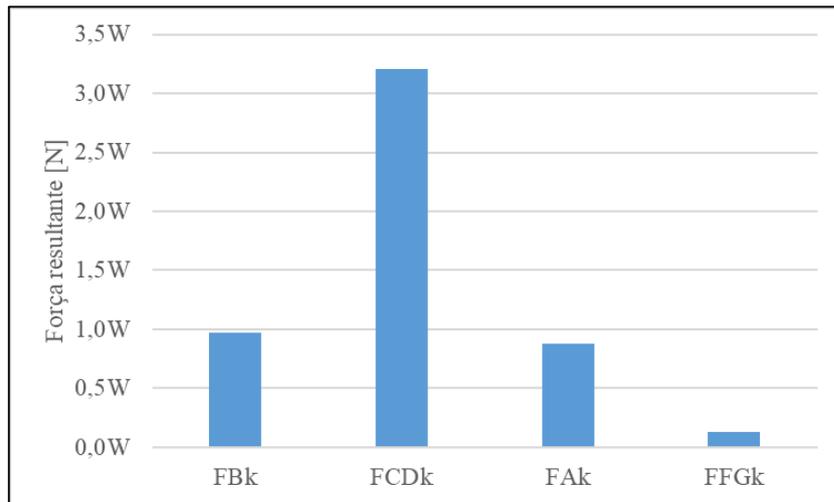
O primeiro caso analisado foi a colisão de meio-fio considerando uma carga lateral ao contato do pneu com o solo de $2W$ verificado na Figura 45 onde W é considerado a força vertical estática, as forças resultantes não foram influenciadas pelo ângulo do amortecedor pois o mesmo não causa uma reação sobre elas. A Figura 47 apresenta as forças resultantes nos componentes da suspensão com isso é possível notar que a bandeja inferior (barra CD) é a mais exigida diante da aplicação de uma força lateral, também é visível que a força resultante no amortecedor (barra FG) é quase nula. O gráfico da Figura 46 as forças resultantes em função de W . Em todas as inclinações do amortecedor os resultados foram os mesmos.

Figura 45 – Análise das forças em carga lateral.



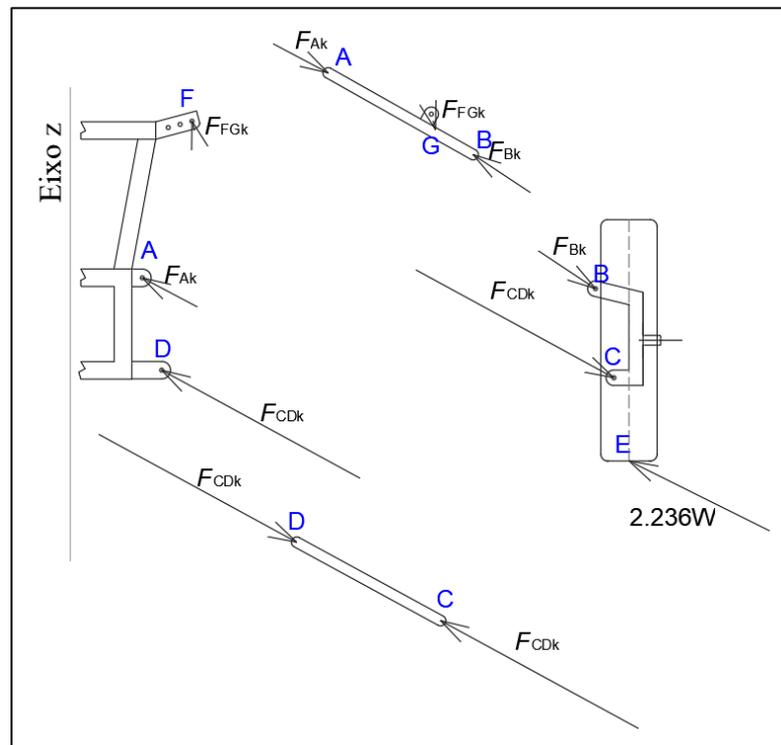
Fonte: O Autor.

Figura 46 – Resultante das forças para carga lateral.



Fonte: O Autor.

Figura 47 – Forças resultantes em carga lateral.

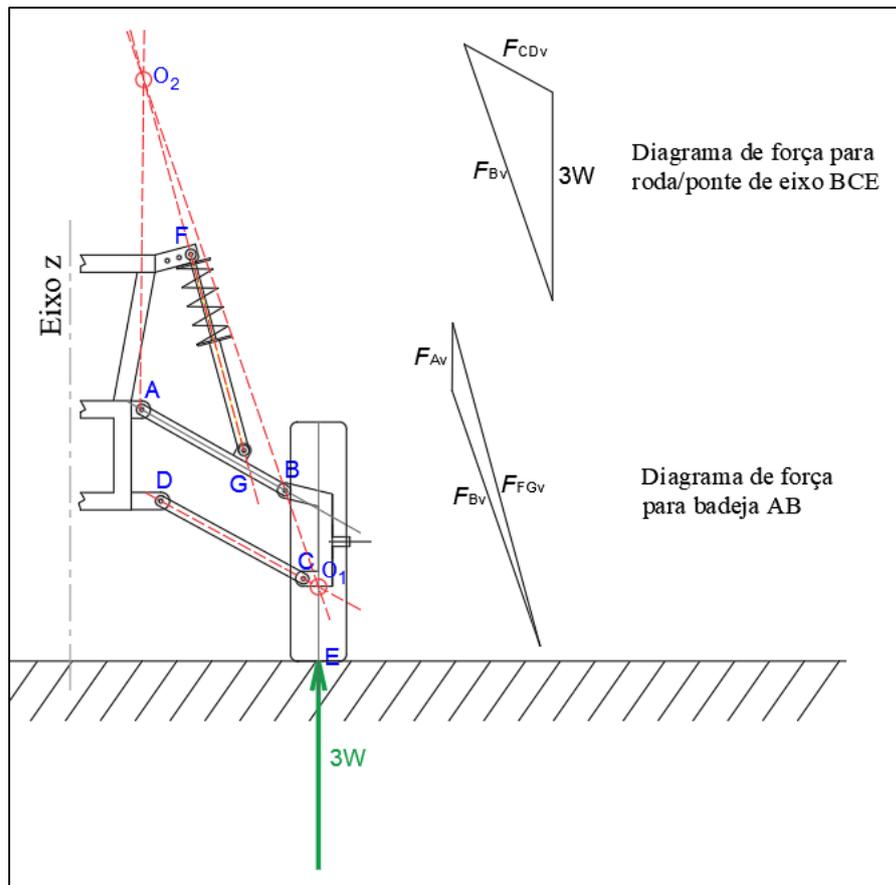


Fonte: O Autor.

O segundo caso foi considerado uma carga vertical de 3W no centro de contato do pneu com o solo. Considerando esta carga notou-se uma grande influência do ângulo do amortecedor nas forças resultantes. Na Figura 48 é observada a análise com inclinação de 15° no amortecedor e consequentemente na Figura 49 as resultantes para esta inclinação. Os valores das forças resultantes em função de W obtidos na análise vetorial podem ser

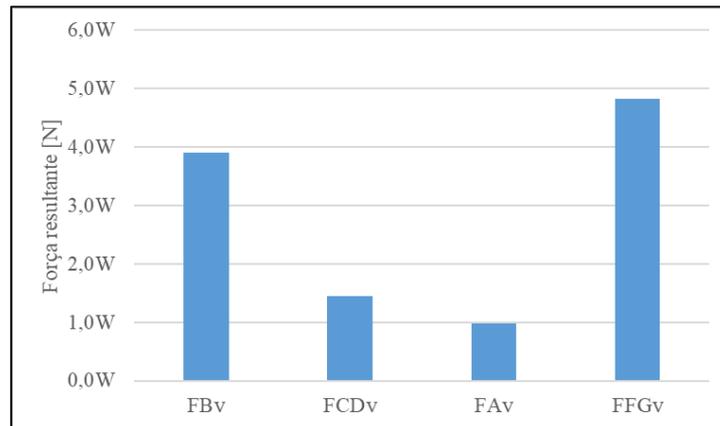
observados no gráfico da Figura 53 onde também é possível analisar alguns pontos. As forças F_{Bv} e F_{CDv} que atuam no conjunto roda/ponta de eixo e bandeja inferior, não sofrem alteração com a mudança de ângulo do amortecedor. Entretanto avaliando as forças aplicadas na bandeja AB a qual dá suporte ao amortecedor, o ângulo do amortecedor tem grande influência nas reações das juntas A, G e F. A força F_{Av} sofre a maior variação, tendo um acréscimo de 16% com um ângulo de amortecedor de $18,5^\circ$ e 34% com o ângulo de $21,8^\circ$. Isso demonstra que os componentes de fixação da junta A merecem uma maior atenção de projeto pois podem sofrer maior desgaste em função de uma inclinação maior do amortecedor. As reações sobre o amortecedor as quais são o objetivo deste trabalho, sofrem um acréscimo de 4,8% quando sua posição é de $18,5^\circ$ e 11,2% quando $21,8^\circ$.

Figura 48 – Forças em carga vertical com amortecedor inclinado em 15° .



Fonte: O Autor.

Figura 49 – Resultante das forças para carga vertical com amortecedor inclinado em 15°.



Fonte: O Autor.

Utilizando o cálculo de equilíbrio das forças e momentos, foi determinado as forças de reações nos elementos da suspensão atual conforme a Figura 36. O primeiro passo foi a determinação da carga longitudinal em relação da altura do degrau conforme a Figura 26 utilizando o raio $R = 0,3$ m e uma altura do degrau $H = 0,09$ obteve-se:

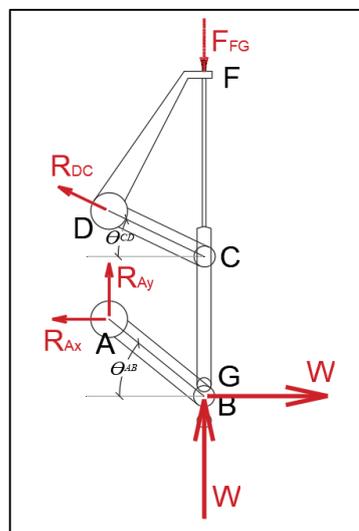
$$\frac{H}{R} = \frac{0,09}{0,3} = 0,3$$

De acordo com a Figura 26:

$$\frac{PH}{PV} \cong 1$$

Com a Figura 50 pode-se observar as reações e ângulos da suspensão em repouso. O comprimento dos braços CD e AB são respectivamente 150 mm e 170 mm, $\theta_{CD} = 25,8^\circ$ e $\theta_{AB} = 39,2^\circ$.

Figura 50 – Diagrama de corpo livre das reações na suspensão.



Fonte: O Autor.

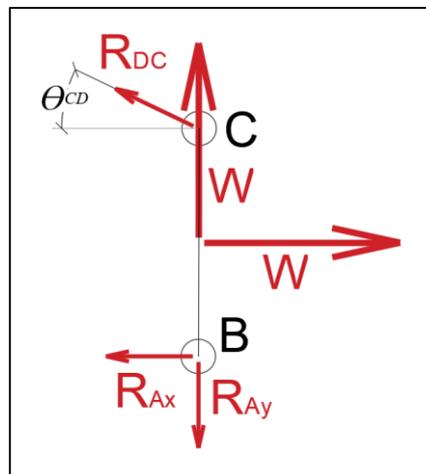
Aplicando o somatório do momento tursor em B no diagrama de corpo livre (DCL) apresentado na Figura 51 obtém-se:

$$F_{CD} = \frac{0,5W}{\cos \theta_{CD}}$$

$$F_{Bx} = 0,5W$$

$$F_{By} = W - F_{CD} \sin \theta_{CD}$$

Figura 51 – Diagrama de corpo livre das forças resultantes em F_{CD} e F_B .



Fonte: O Autor.

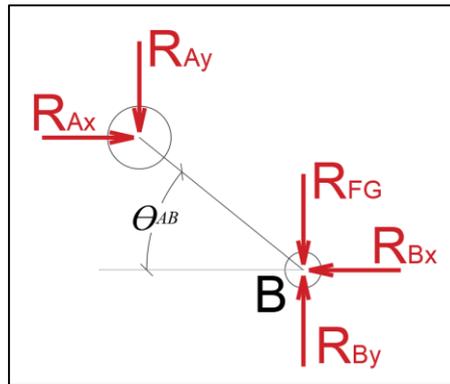
Para determinação da força atuante sobre o amortecedor, foi utilizado o DCL apresentado na Figura 52 e aplicando o somatório de momento tursor no ponto A, foram determinadas as equações:

$$F_{Ax} = F_{Bx} = 0,5W$$

$$F_{Ay} = F_{By} - F_{FG}$$

$$F_{FG} = \frac{174(F_{By} \cos \theta_{AB} - F_{Bx} \sin \theta_{AB})}{174 \cos \theta_{AB}}$$

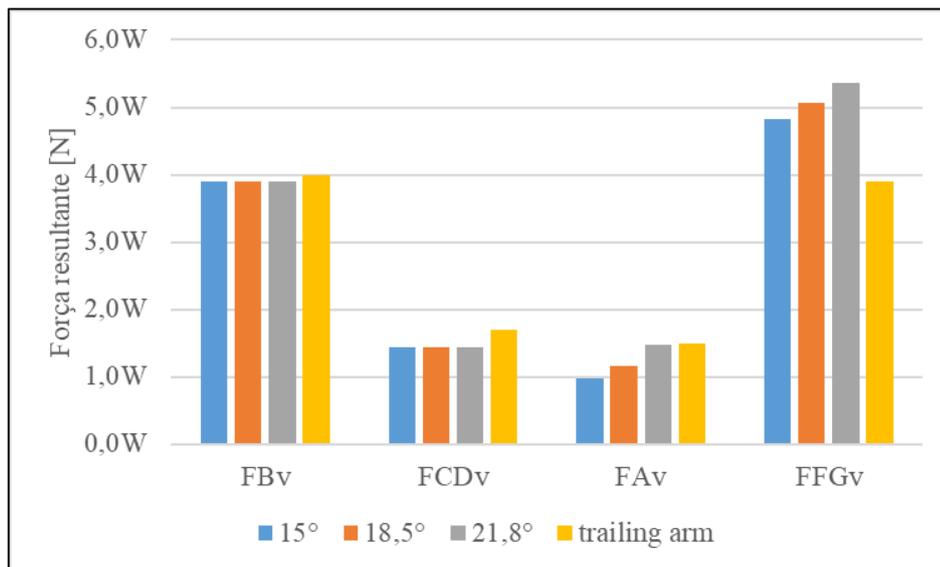
Figura 52 – Diagrama de corpo livre da força sobre o amortecedor F_{FG} .



Fonte: O Autor.

Aplicando o procedimento de cálculo apresentado acima e alimentando o *software Microsoft Excel* com as equações, foi possível obter as forças resultantes na suspensão considerando uma força vertical de 3W para que fosse viável a comparação com os dados obtidos na suspensão duplo A. De acordo com os resultados apresentados no gráfico da Figura 53, fica visível que as forças resultantes em F_{Bv} , F_{CDv} e F_{Av} tiveram valores próximos da suspensão duplo A. Entretanto as forças resultantes sobre o amortecedor (F_{FGv}) na suspensão duplo A variam entre 24% à 38% maiores que a força encontrada pela suspensão atual.

Figura 53 – Resultante das forças para carga vertical.



Fonte: O Autor.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

No presente trabalho foi abordado a substituição da suspensão dianteira de um veículo utilizado exclusivamente para *off road* do tipo *trailing arm* oriunda do veículo *Volkswagen Fusca*, por um modelo com geometria do tipo duplo A visando a redução das forças aplicadas sobre o amortecedor aumentando a sua vida útil.

Durante as análises de vídeo através do *software Tracker Video Analysis* pode-se verificar a eficiência reduzida do amortecedor pelo seu desgaste. A comparação da análise dinâmica durante a análise de vídeo também demonstrou que a amplitude do obstáculo utilizado foi de aproximadamente 2,7 vezes o fator sugerido por Brown et. al, (2002) o que comprova que a análise sugerida por ele é sobre o pior carregamento possível.

No que se refere a rigidez das molas analisadas para a nova suspensão, os resultados apresentados foram lineares mesmo nas molas com diâmetros de espira e/ou arame variáveis. Este resultado pode ser um efeito desejado das montadoras em garantir uma rigidez constante durante toda a mola e não a variação desta rigidez em faixas específicas. Durante os ensaios as molas “a”, “b” e “d” apresentaram uma diferença entre a rigidez teórica e a medida de respectivamente 2%, 1% e 2%, todas apresentando uma maior rigidez para a teórica. Estes resultados ficam dentro do esperado, entretanto a rigidez da mola “c” apresentou uma diferença de 16% entre teórico e medido. Estes dados não foram utilizados na análise de forças da nova suspensão. Porém são de grande utilidade para trabalhos futuros envolvendo o projeto e dimensionamento ideal das molas.

Com o esboço da suspensão, foi possível concluir que é válido a indicação de Gillespie (1992) onde o mesmo afirma que em uma geometria com braços paralelos e de mesmo comprimento não existe alteração na cambagem durante o movimento da suspensão.

Com a análise das forças atuantes na suspensão duplo A através dos procedimentos indicados por Brown et. al, (2002) sugerido para este trabalho, conclui-se que as forças laterais não causam reações sobre o amortecedor. Também fica visível a grande influência na inclinação do amortecedor, o qual quão mais inclinado maior as forças resultantes aplicadas no mesmo nas reações sobre a força vertical.

Conclui-se com a comparação dos resultados das análises de forças atuantes nas duas suspensões, que não houve redução das forças atuantes na nova suspensão, e sim um aumento de 24% com o amortecedor na menor inclinação (15°) até 38% na maior inclinação ($21,8^\circ$). As forças aplicadas sobre os demais elementos da suspensão mantiveram-se equivalentes a os

resultados das reações encontradas na suspensão duplo A porém apresentaram um leve aumento na *trailing arm*. Para a força F_{Bv} a variação foi de 2%, para a F_{Av} foi de 1%, já a força F_{CDv} teve um acréscimo de força de 18%. Contudo, com versatilidade da suspensão duplo A, é possível com pequenas alterações a implementação de amortecedores e molas de melhor desempenho para a aplicação em *off road*, e com isso a possibilidade de aumento da vida útil do amortecedor.

Como sugestão para trabalhos futuros para comparação com os resultados encontrados é a análise e modelagem teórica da suspensão (cinemática e dinâmica de 1/4 de carro). Também o dimensionamento do conjunto amortecedor/mola para aplicação em *off road* na suspensão utilizada neste trabalho.

REFERÊNCIAS

- ADAMS, H. **Chassis engineering**. N.Y: HP Books, ISBN 1-55788-055-7, 1993.
- ALMEIDA, D. A. **Dimensionamento Cinemático e Dinâmico de Suspensão Duplo A**. Projeto de Graduação – Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade de Brasília, Brasília, Distrito Federal, 2012.
- BLUNDELL, Mike; HARTY, Damian. **The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. Elsevier, 2004.
- BUDYNAS, Richard G, NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. AMGH Editora, São Paulo, 2011.
- BROWN, J. C.; ROBERTSON, A. J.; SERPENTO, S. T. **Motor Vehicle Structures: concepts and fundamentals**. 1. ed. Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2002.
- CANALE, A. C., **Automobilística – dinâmica e desempenho**. Érica, São Paulo, 1989.
- CROLLA, D. A. **Automotive Engineering, Powertrain, Chassis System and Vehicle Body**. 2009
- DIXON, J. C. **Suspension geometry and computation**. West Sussex, PO: John Wiley & Sons, 2009.
- FREITAS, Luís M. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson. Dissertação**. (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, EUA: Society of Automotive Engineers, 1992.
- GÜLER, Daygu. **Dynamic Analysis Of Double Wishbone Suspension**. Master Thesis, School of Engineering and Sciences of Izmir Institute Technology, Izmir, 2006.
- How to adjust the camber, toe, and caster on a side-by-side. SuperaTV, 2020. Disponível em: <<https://www.superatv.com/offroad-atlas/how-to-adjust-the-camber-toe-and-caster-on-a-side-by-side/>>. Acesso em: 01 de nov. de 2020.
- JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. 1ª ed. Riverdale: Springer Science and Business Media, LLC. New York, NY, USA, 2008.
- MERLING, Michael C. C.; NETO, Mauro S. **Uma abordagem gerencial para o procedimento de projeto de suspensões de veículos terrestres**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Porto Alegre, Bookman, 2013, 4ª edição.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Society of Automotive Engineers, 2001

REMLING, J. **Independent Front Suspension Systems, in Steering and Suspension**, (Wiley, New York), 1983.

REZENDE, Jean Carlos Capos. **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório**. 2007.

STONE, R. e BALL J. K. **Automotive Engineering Fundamentals**. Society of Automotive Engineers, 2004.

VW Beetle Cabriolet Front Axle. Heritage Parts Centre. Disponível em: <<https://www.heritagepartscentre.com/eu/volkswagen/beetle-cabriolet/suspension/front-axle.html>>. Acesso em: 28 de out. de 2020.

WANG, F. **Design and Synthesis of Active and Passive Vehicle Suspensions**, PhD Thesis, Control Group Department of Engineering. University of Cambridge, 2001.