

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DE CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

GUILHERME BOFF

ESTUDO DE UMA SUSPENSÃO DUPLO A PARA UM VEÍCULO VOLKSWAGEN
FUSCA

CAXIAS DO SUL

2019

GUILHERME BOFF

**ESTUDO DE UMA SUSPENSÃO DUPLO A PARA UM VEÍCULO VOLKSWAGEN
FUSCA**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado como requisito parcial para a conclusão do curso de Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul. Área de concentração: Mecânica dos sólidos, Estática e dinâmica aplicada.

Orientador prof. Me. Adelair Lino Colombo

CAXIAS DO SUL

2019

GUILHERME BOFF

**ESTUDO DE UMA SUSPENSÃO DUPLO A PARA UM VEÍCULO VOLKSWAGEN
FUSCA**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado como requisito parcial para a conclusão do curso de Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul. Área de concentração: Mecânica dos sólidos, Estática e dinâmica aplicada.

Aprovado em 18/11/2019

Banca Examinadora

Prof. Me. Adelaír Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul – UCS

RESUMO

O presente relatório tem por objetivo realizar o estudo de uma suspensão duplo A para sua utilização em um veículo Fusca minimizando a diferença com os parâmetros da suspensão original. Iniciou-se os trabalhos modelando o local a ser instalada a suspensão do veículo e posteriormente o modelamento da suspensão proposta. O estudo foi realizado através da simulação em *software* multicorpos para a suspensão duplo A comparando-a com os parâmetros de especificação originais. Foram avaliados os parâmetros de cambagem, caster, convergência e pino mestre sendo que os dois últimos não sofreram grandes alterações. Os parâmetros de cambagem e caster da suspensão proposta apresentaram uma diferença de aproximadamente 40% quando comparado aos originais. Já os parâmetros de convergência e pino mestre atendem as especificações originais.

Palavras chave: Suspensão, Duplo A, VW Fusca, CAD, Cinemática.

ABSTRACT

The purpose of this report was to study a double wishbone suspension for its use in the VW Beetle vehicle minimizing the difference with the original suspension parameters. The work began on modeling the place to be installed the suspension on the vehicle and later in the new suspension model. The study was performed by simulation in multi-body software for double wishbone suspension comparison with the original parameters of vehicle. The adjustments of camber, caster, toe-in and king-pin were simulated, and the last two did not undergo major changes. The camber and caster parameters of the suspension proposal differ by 40% when the originals are compared. The toe-in and king-pin parameters serve as originals.

Keywords: Suspension, Double-arm, VW Beetle, CAD, Kinematics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Suspensão de feixe de molas com fixador	15
Figura 2 – Suspensão braço oscilante.....	16
Figura 3 – Suspensão duplo A.....	17
Figura 4 – Suspensão MacPherson.....	18
Figura 5 – Suspensão Multi-barra	19
Figura 6 – Cambagem	19
Figura 7 – Representação do ângulo de caster	20
Figura 8 – Representação de convergência e divergência.....	21
Figura 9 – Variação de bitola em suspensão MacPherson	22
Figura 10 – Centro de rolagem.....	22
Figura 11 – Centro instantâneo de rolagem.....	23
Figura 12 – Ângulo de pino mestre	24
Figura 13 – Movimento dos componentes da suspensão	25
Figura 14 – Organograma de desenvolvimento.....	27
Figura 15 – Vista superior do espaço disponível.....	28
Figura 16 – Vista lateral do espaço disponível.....	28
Figura 17 – Modelo 3D do espaço disponível.....	28
Figura 18 – Parâmetros geometria computadorizada	29
Figura 19 – Suspensão em forma construtiva de tubo.....	30
Figura 20 – Suspensão montada no veículo	30
Figura 21 – Indicação dos <i>hardpoints</i>	31
Figura 22 – Primeira versão da suspensão duplo A.....	32
Figura 23 – Dados de simulação	33
Figura 24 – Gráfico de convergência	34
Figura 25 – Gráfico de cambagem	36
Figura 26 – Gráfico de caster	37
Figura 27 – Gráfico de pino mestre	38
Figura 28 – Suspensão duplo A aprimorada.....	40
Figura 29 – Gráficos finais do modelo proposto	41
Figura 30 – Esboço das linhas de referência	43

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Nomenclatura dos hardpoints	31
--	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Ângulo de convergência	35
Tabela 2 – Ângulo de cambagem	36
Tabela 3 – Ângulo de caster	37
Tabela 4 – Ângulo de pino mestre.....	39
Tabela 5 – Parâmetros finais	40

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

3D	Tridimensional
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
CCET	Centro de Ciências Exatas e Tecnologia
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
UCS	Universidade de Caxias do Sul
UFMG	Universidade Federal de Campina Grande
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
UFRJ	Universidade Federal do Rio de Janeiro
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
UnB	Universidade de Brasília
VW	Volkswagen

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	JUSTIFICATIVA.....	12
1.2	OBJETIVOS	13
1.2.1	Objetivo geral.....	13
1.2.2	Objetivos específicos.....	13
2	REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1	TRABALHOS CORRELATOS	14
2.2	SUSPENSÃO AUTOMOTIVA.....	14
2.2.1	Feixe de molas	15
2.2.2	Braço arrastado	16
2.2.3	Duplo A.....	16
2.2.4	MacPherson.....	17
2.2.5	Multi-barra	18
2.3	PARÂMETROS DE UMA SUSPENSÃO	19
2.3.1	Camber	19
2.3.2	Caster	20
2.3.3	Convergência.....	21
2.3.4	Bitola	22
2.3.5	Centro de rolagem	22
2.3.6	Pino mestre	23
2.4	CINEMÁTICA DA SUSPENSÃO DUPLO A.....	23
2.5	SIMULAÇÃO MULTICORPOS.....	25
3	SISTEMÁTICA DE DESENVOLVIMENTO	27
3.1	OBTER OS PARÂMETROS CONSTRUTIVOS DO VEÍCULO.....	27
3.2	PROJETO DA SUSPENSÃO NA FORMA CONSTRUTIVA DE TUBO	29
3.3	SIMULAÇÃO DOS MODELOS COM <i>SOFTWARE</i> DE MULTICORPOS.....	31
4	RESULTADOS	34
4.1	CONVERGÊNCIA	34
4.2	CAMBAGEM	35

4.3	CÁSTER	37
4.4	PINO MESTRE.....	38
4.5	DEFINIÇÃO DA SUSPENSÃO APRIMORADA.....	39
5	CONCLUSÃO.....	44
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho faz parte da disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso do curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul. Seu desenvolvimento é composto pelo modelamento dos componentes da suspensão duplo A, seguido de um estudo da geometria e posterior simulação virtual dos componentes para utilização em veículos Volkswagen Fusca. O estudo foi realizado na Universidade de Caxias do Sul (UCS).

Atualmente o antigomobilismo segue cada vez mais difundido entre os entusiastas de automóveis, que se dividem nos que admiram o restauro total do veículo, mantendo as características originais de fábrica, e nos que buscam a personalização do veículo. Em relação à personalização, ela pode ocorrer de duas maneiras, com equipamentos que eram disponibilizados na época da fabricação ou com componentes oferecidos atualmente no mercado.

O limite da customização depende da criatividade e preferência do proprietário e, portanto, pode seguir por diversas áreas em um veículo, sejam elas o motor, estofamento, pintura, freios, suspensão, etc. Dentre essas áreas, alguns proprietários optam por modernizar os sistemas dos veículos para aumentar a segurança e confiabilidade durante a utilização.

Diante disso, com o propósito de promover a modernização dos sistemas de veículos surgiu a inspiração deste trabalho, onde foi projetada uma nova suspensão do tipo duplo A em forma construtiva tubular. O projeto busca manter os parâmetros originais da suspensão do veículo, para que não haja alterações na dirigibilidade e assim proporcionando uma simples substituição no veículo Fusca.

1.1 JUSTIFICATIVA

Tendo em vista que as peças de reposição para o conserto das suspensões antigas tornaram-se consideravelmente difíceis de serem encontradas, a alteração do tipo de suspensão no veículo Fusca é uma das possibilidades para que sejam reduzidas folgas provenientes do desgaste das peças antigas e aumente a sensação de segurança durante a condução do veículo. Deste modo a fabricação de uma nova suspensão, primando manter os parâmetros do projeto original, vem de grande utilidade para a modernização do sistema do veículo e assim não cause grandes alterações em sua dirigibilidade.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Estudo de uma suspensão duplo A para veículos Volkswagen Fusca.

1.2.2 Objetivos específicos

Em complemento ao objetivo geral foram definidos os específicos abaixo:

- a) Obter os parâmetros construtivos do veículo;
- b) Projetar uma nova suspensão duplo A;
- c) Simular o modelo através do *software* Adams Car;
- d) Analisar os resultados verificando a aplicabilidade do sistema proposto.

2 REFERENCIAL TÉORICO

O presente trabalho foi realizado com o propósito de projetar uma suspensão para o veículo Fusca, verificar o movimento dos conjuntos e analisar as alterações presentes nos parâmetros originais do veículo. Para embasar a construção do modelo foram utilizadas fontes de pesquisa como livros e trabalhos similares para as atividades especificadas.

2.1 TRABALHOS CORRELATOS

Festugato (2012) realizou a comparação entre os sistemas de suspensão *Semi-Trailing*, MacPherson e duplo A, exemplificando o modo de configuração do *software* Adams Car com o uso de parâmetros da suspensão para obter os valores relativos ao movimento do veículo. Ao final do estudo, concluiu que o sistema duplo A mantém a relação dos parâmetros de uma suspensão de maneira mais satisfatória durante a condução do veículo.

Torres (2011) explica como são configuradas as entradas e os resultados de alguns tipos de simulação no *software* Adams Car. Realizou testes para diversas configurações de cambagem e convergência através de três modos de simulação disponíveis. Essas foram de aceleração, *skid-pad* (curva de raio constante) e frenagem.

Massote (2016) realizou simulações de veículo inteiro, ou seja, suspensões dianteira e traseira, sistema de direção, chassi e *powertrain*. Durante as simulações teve problemas com o *powertrain* e não conseguiu prosseguir com os testes completos. Desta forma sugere utilizar sistemas já construídos no *software* Adams Car e apenas editá-los para que facilite a percepção de onde o erro está ocorrendo e agilizar o processo de simulação.

2.2 SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

A suspensão em um veículo começa a atuar a partir do momento em que o mesmo deixa a linha de montagem. É sua responsabilidade manter as rodas pelo máximo tempo possível em contato com o solo. Outra função básica é absorver os impactos recebidos e estabilizar as forças de reação durante a condução, minimizando o impacto à estrutura do veículo e aos passageiros, aumentando a sensação de conforto de todos os passageiros. Desde os primeiros automóveis surgiram diversos tipos de suspensão, cada uma com a sua particularidade, possibilitando várias configurações conforme o espaço, custo e robustez do

projeto. Com o passar dos anos surgiram novos motores, maiores e mais potentes, demandando assim melhores suspensões que acompanhassem a atualização dos veículos.

2.2.1 Feixe de molas

A suspensão por feixe de molas é composta por lâminas de aço sobrepostas, geralmente arqueadas e instaladas longitudinalmente ao chassi, sendo fixadas pelas extremidades e o eixo ao centro do arco. Conforme Gillespie (1992), os feixes de mola são o tipo de suspensão mais simples e baratas de serem fabricadas, elas funcionam por intermédio do atrito entre as lâminas durante o deslocamento vertical do eixo. Os primeiros veículos utilizavam feixes de mola com várias lâminas o que ocasionava barulhos indesejáveis de metais colidindo e atritando. Para resolver este problema, as molas foram alongadas e passaram a utilizar fixadores entre as molas e o chassi, conforme Figura 1.

Figura 1 – Suspensão de feixe de molas com fixador



Fonte: Adaptado de molas brasileiras (2019)

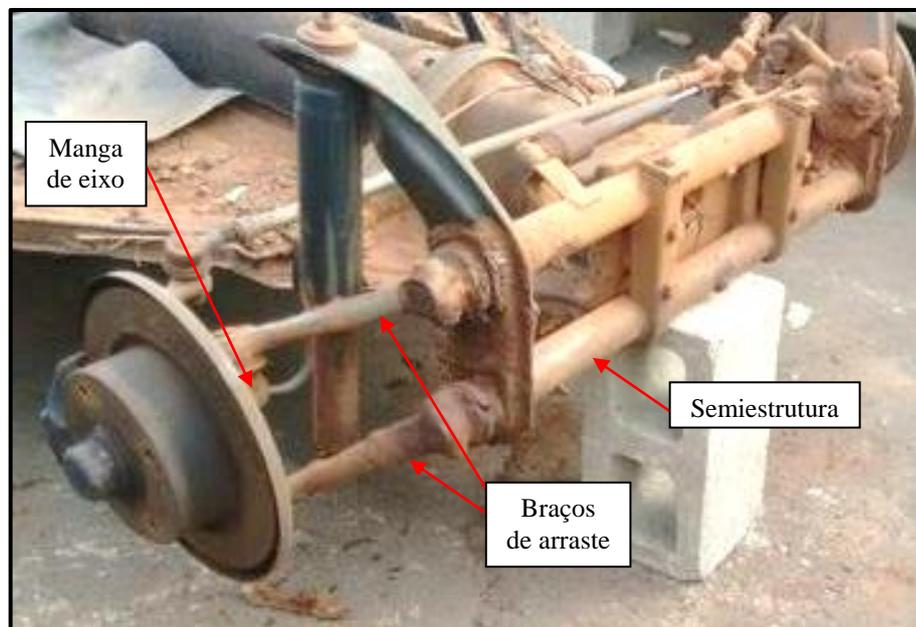
O mesmo autor explica que o aumento no comprimento das lâminas melhorou o conforto das suspensões. No entanto, com a performance dos novos motores, os momentos gerados durante as acelerações e frenagens aumentaram e causavam deformações no feixe. Como solução para minimizar os efeitos dos momentos, foram inseridos braços tensores para interligar o eixo ao chassi, conforme demonstrado acima.

2.2.2 Braço arrastado

A suspensão braço arrastado como o próprio nome já diz é composta por braços que são fixados entre a estrutura e a manga de eixo do veículo trabalhando de forma arrastada pelo movimento da suspensão. Gillespie (1992) cita que basicamente por terem uma simples construção, economia e serem independentes este modelo de suspensão foi amplamente utilizado pela Volkswagen e Porsche na suspensão dianteira de seus veículos no período da Segunda Guerra Mundial.

A Figura 2 demonstra a suspensão original do veículo Fusca, pode-se observar os braços de fixação e a semiestrutura que interliga o componente ao chassi. As molas desta suspensão são constituídas por dois feixes de molas presentes dentro da semiestrutura da suspensão onde são fixados a uma bucha central impedindo o movimento de rotação. Nas extremidades dos feixes são fixados os braços de arraste em que o único movimento possível é o de rotação possível pela torção dos feixes de mola.

Figura 2 – Suspensão braço oscilante



Fonte: Adaptado de Formula UFMG (2019)

2.2.3 Duplo A

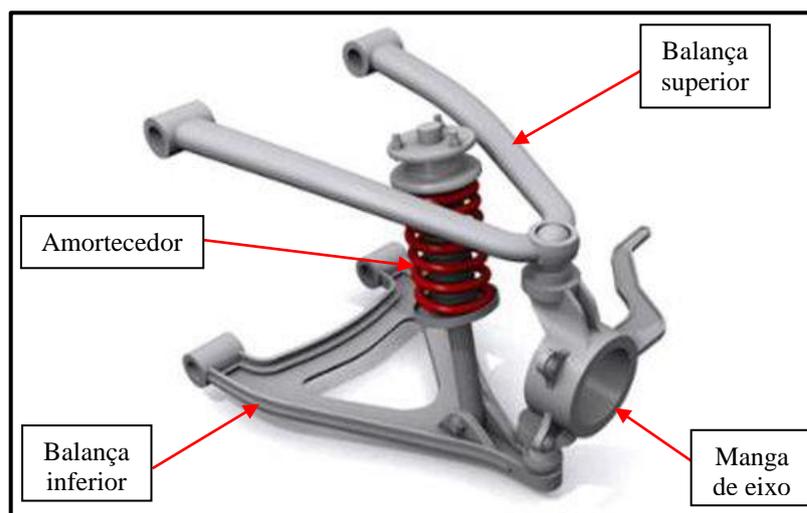
A suspensão duplo A é composta por dois braços de fixação em formato triangular, um superior e outro inferior, que interligam a manga de eixo à estrutura do veículo através de rótula esférica e bucha de elastômeros, respectivamente. Segundo Junior (2018), um modelo de

configuração é a SLA (*Short/Long Arms*), onde o braço superior é menor que o inferior fazendo com que a variação de cambagem seja reduzida durante o curso da suspensão.

De acordo com Festugato (2012) dependendo da configuração de projeto dos braços, obtém-se um excelente rendimento na dirigibilidade e estabilidade do veículo durante a realização de curvas. Desse modo, geralmente a suspensão duplo A é utilizada em veículos de alto desempenho e de competição devido a sua capacidade de compensar automaticamente as variações dos parâmetros durante a condução do veículo.

Tanto Festugato (2012) quanto Junior (2018) citam que devido ao maior número de pontos de fixação à estrutura do veículo, geralmente os componentes não necessitam ser tão reforçados como em outros modelos de suspensão garantindo uma redução na massa quando comparadas a outros modelos. A Figura 3 mostra a composição da suspensão duplo A.

Figura 3 – Suspensão duplo A



Fonte: Adaptado de Formula UFMG (2019)

De acordo com Gillespie (1992), essa suspensão não é comumente utilizada em veículos de passeio por ter um conjunto maior de peças, elevando o custo de fabricação, bem como por demandar um espaço maior de instalação e maiores reações na estrutura do veículo, complicando seu uso em veículos de motores transversais.

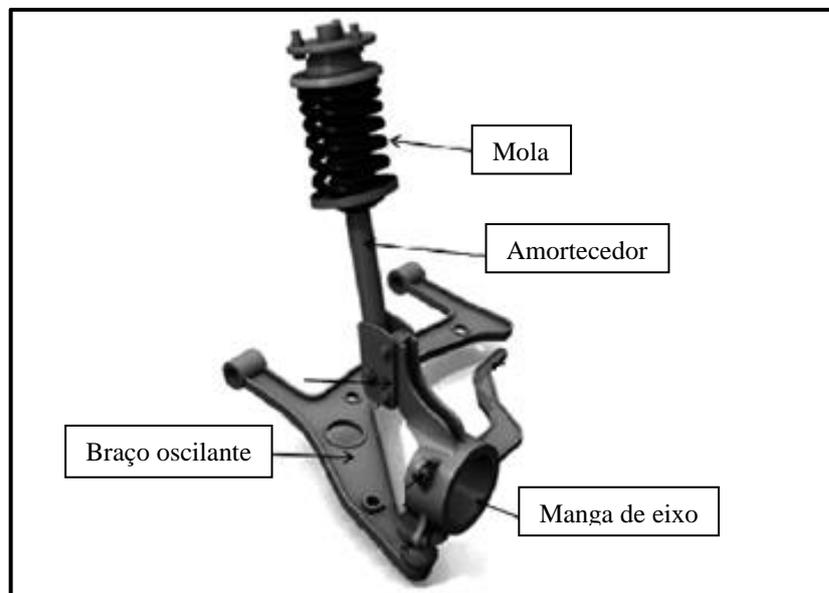
2.2.4 MacPherson

A suspensão MacPherson é similar a uma suspensão duplo A, diferenciando-se basicamente pela substituição da balança superior pela fixação da manga de eixo diretamente na torre de amortecimento, conforme Figura 4, gerando a rigidez necessária para a suspensão

ser utilizada. Como vantagem, Gillespie (1992) cita que a MacPherson geralmente é uma suspensão utilizada em veículos que utilizam motor transversal e, conseqüentemente, tração dianteira, dado o espaço físico disponível em relação a suspensão duplo A.

Contudo a fixação da torre de amortecimento passa-se ao monobloco, ou chassi, em altura mais elevada do que os demais tipos de suspensão, o que pode provocar dificuldades na concepção do design no veículo. É possível afirmar que é o tipo de suspensão mais utilizada em veículos leves na indústria automotiva, dada a predominância da utilização da tração dianteira como opção para a compactação cada vez maior dos veículos e na busca por redução de peso e maior segurança oferecida aos ocupantes.

Figura 4 – Suspensão MacPherson

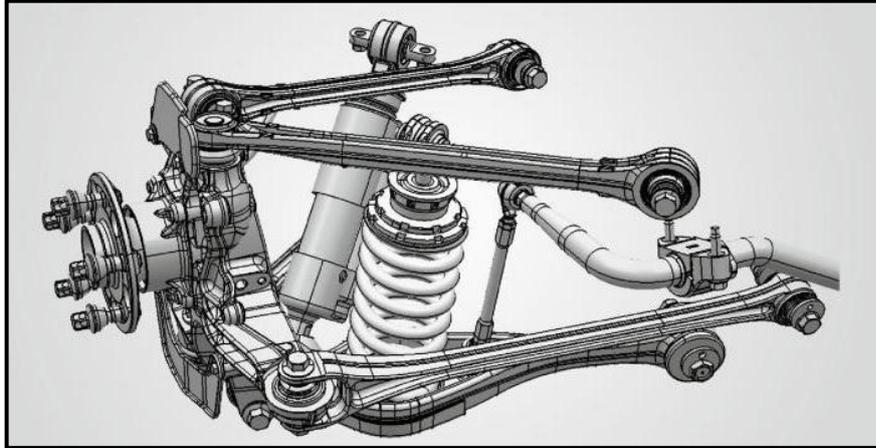


Fonte: Researchgate (2010)

2.2.5 Multi-barra

A suspensão multi-barra, também conhecida como *multi-link*, antigamente era utilizada majoritariamente em veículos com tração traseira e eixo rígido. Atualmente alguns veículos de maior valor e tração dianteira fazem uso da mesma, devido ao alto grau de conforto e estabilidade. O sistema é composto por diversas barras que fixam a manga de eixo traseira, similar a suspensão duplo A, com baixa altura de fixação dos elementos, permitindo um maior espaço físico disponível ao habitáculo do veículo, conforme demonstrado na Figura 5.

Figura 5 – Suspensão Multi-barra



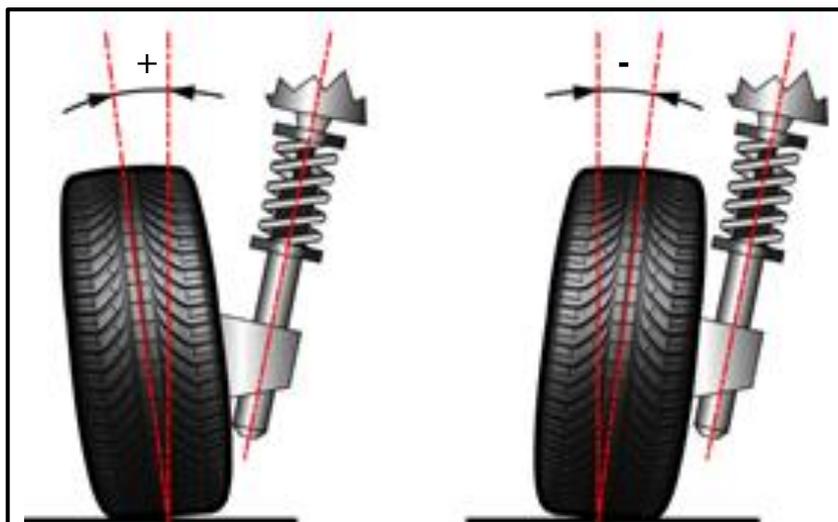
Fonte: Vision1cycling (2018)

2.3 PARÂMETROS DE UMA SUSPENSÃO

2.3.1 Camber

O ângulo de camber, ou cambagem, está diretamente ligado à estabilidade de um veículo e ao desgaste prematuro dos seus pneus. Pode ser definida como positiva ou negativa quando, em relação ao solo, a distância superior entre os pneus for maior ou menor que a inferior, respectivamente, como pode ser observado na Figura 6.

Figura 6 – Cambagem



Fonte: Abcpneus (2018)

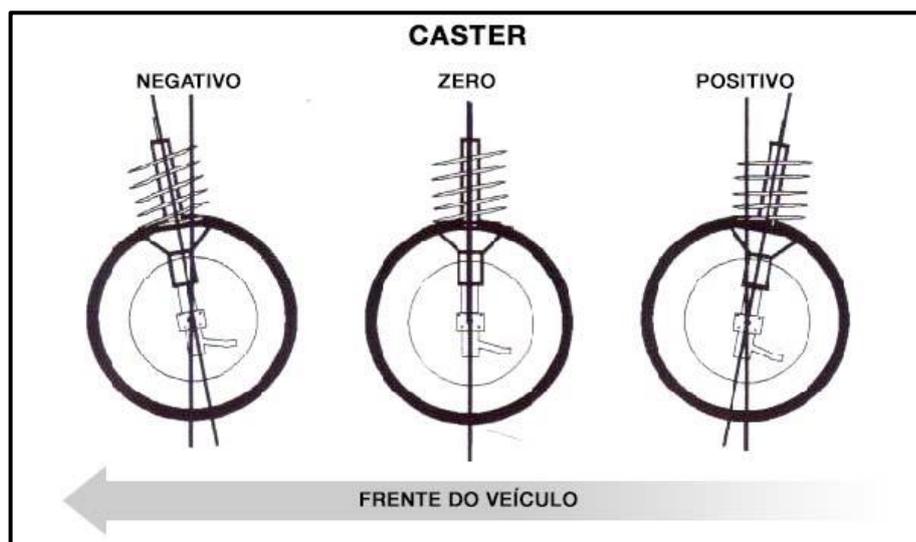
Cabe salientar que, segundo Monteiro (2012) a cambagem negativa gera desgaste excessivo na parte interna dos pneus diferentemente da cambagem positiva que, além de

ocasionar desgaste na parte externa dos pneus, também diminui drasticamente o contato do pneu com o solo durante curvas. Além disso, pode-se afirmar que a cambagem pode variar em dois momentos distintos durante a condução do veículo, ao enfrentar ondulações na pista durante o percurso em trajetória retilínea e também devido a inclinação da carroceria do veículo ao realizar curvas.

2.3.2 Caster

O ângulo de caster é a inclinação dos pontos de fixação inferior e superior da manga de eixo da suspensão em relação a um plano perpendicular ao solo. Essa relação pode ser negativa, nula e positiva. Como pode ser ilustrado na Figura 7.

Figura 7 – Representação do ângulo de caster



Fonte: Ingopneus (2014)

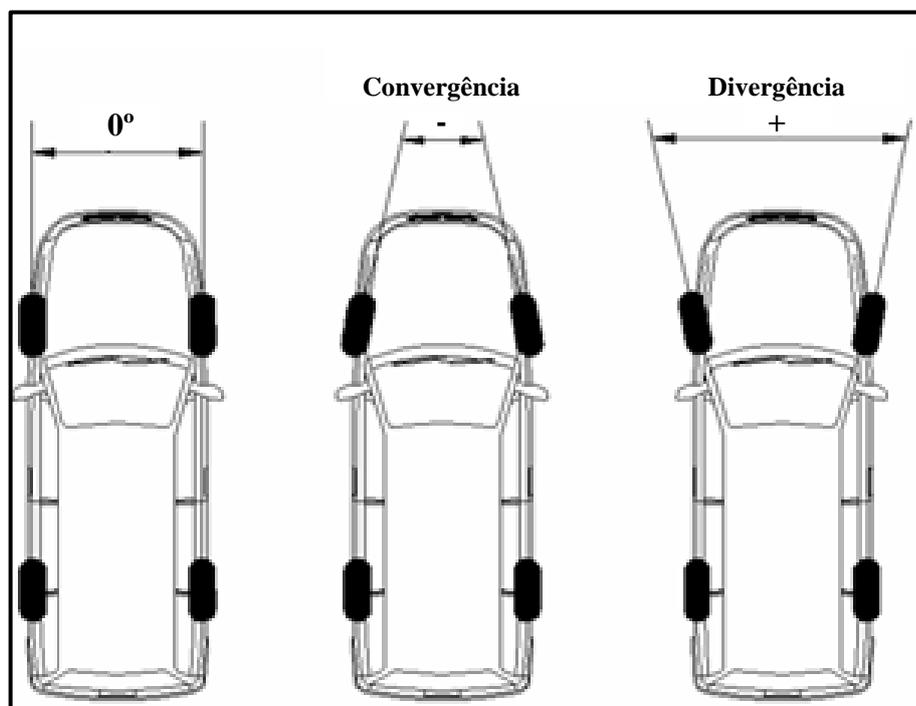
O caster influencia a cambagem durante as curvas, ou seja, quanto maior o ângulo de caster maior a inclinação de cambagem durante curvas e conseqüentemente ocorre o aumento da força de reação sentida pelo motorista durante a condução do veículo. Segundo Gillespie (1992), o ângulo de caster gera o auto alinhamento da direção do veículo e ocorre devido à combinação do sentido de marcha do veículo e do ângulo de caster utilizado.

Quando o caster for positivo e o movimento do veículo for para a frente, a tendência das rodas é a de se manterem estáveis na trajetória em linha reta. Nesta mesma configuração de caster, ao mover o veículo em marcha ré a tendência de instabilidade da direção é predominante, sendo repentinamente alterada pelo menor ângulo de esterçamento induzido.

2.3.3 Convergência

A convergência de um veículo é conhecida como a abertura das rodas, conforme demonstrado na Figura 8. Ao se realizar curvas, o pneu externo é o que define a trajetória do veículo, devido a transferência da massa lateralmente para fora da curva. Deste modo, o pneu interno à curva passa a escorregar pela pista caso ocorra uma variação de convergência durante o curso da suspensão, o que pode causar o desgaste prematuro dos pneus. Um indicador de quando há a falta de alinhamento da convergência é que, geralmente, percebe-se o som de pneu ‘cantando’ durante as curvas.

Figura 8 – Representação de convergência e divergência



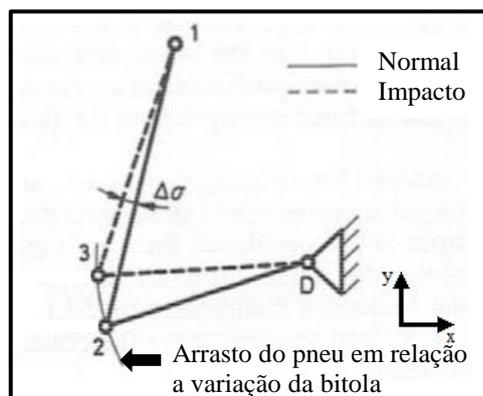
Fonte: Eualinhador (2016)

Este parâmetro pode sofrer alterações conforme o curso da suspensão se alterar durante a condução do veículo. Segundo Gillespie (2012), a fim de minimizar essa alteração deve-se manter uma relação de paralelismo entre o ângulo de trabalho dos braços axiais de direção e ao ângulo utilizado na balança superior da suspensão. Monteiro (2012) também pontua que, tanto barras de direção quanto geometria da suspensão devem ter o centro de rotação mais próximos o possível para minimizar o efeito da variação de convergência durante a condução.

2.3.4 Bitola

A bitola é a distância entre o centro dos pneus direito e esquerdo de um veículo. Quanto maior essa distância, maior será a dificuldade em fazer curvas com raio menor. A suspensão duplo A consegue manter pouca variação de bitola durante a condução do veículo, o que auxilia no aumento da estabilidade. A trajetória da variação de bitola durante o curso da suspensão MacPherson pode ser observada na direção 'x' entre os pontos dois e três da Figura 9.

Figura 9 – Variação de bitola em suspensão MacPherson

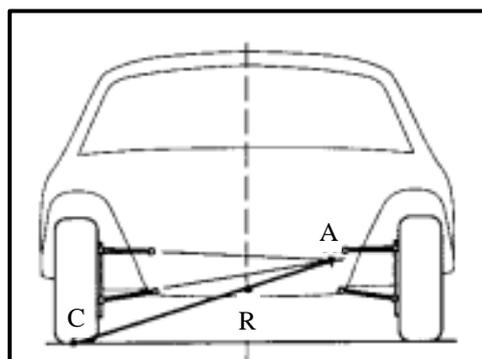


Fonte: Torres (2011)

2.3.5 Centro de rolagem

O centro de rolagem é encontrado ao estender duas linhas imaginárias sobre os elementos de fixação da manga de eixo. Dessas linhas imaginárias surge um vértice e entre o vértice e o centro do pneu no ponto de contato com o solo traça-se uma nova linha imaginária. Esta última ao cruzar a linha de simetria vertical do veículo indica o centro de rolagem (R) do mesmo conforme pode-se observar na Figura 10.

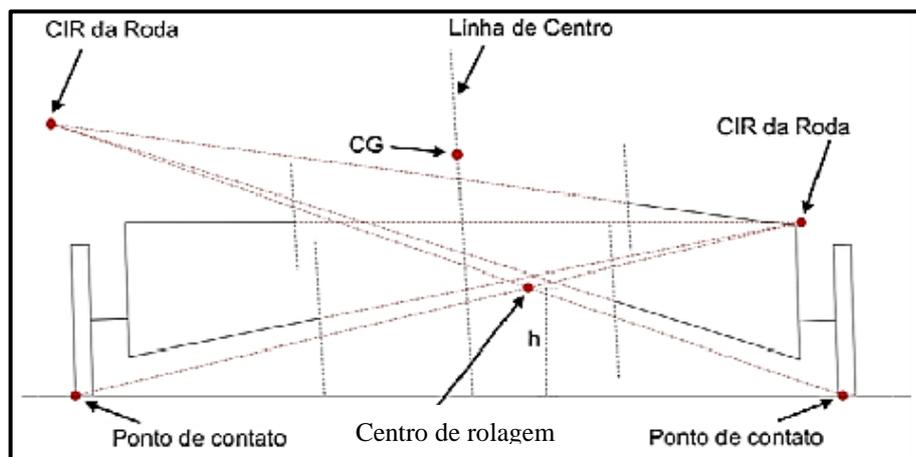
Figura 10 – Centro de rolagem



Fonte: Gillespie (1992)

Gillespie (1992) explica que a determinação do centro de rolagem em suspensões independentes tem algumas peculiaridades. Ao observar o movimento do veículo durante uma curva para a esquerda, a roda esquerda exerce forças verticais ascendentes, enquanto a roda direita exerce forças verticais descendentes. Entretanto, não são de mesmas intensidades, o que ocasiona uma tendência do veículo à rolagem. O centro de rolagem sofre alterações conforme a suspensão trabalha durante a condução, pois o centro instantâneo de rotação das rodas (A) muda como pode ser observado na Figura 11.

Figura 11 – Centro instantâneo de rolagem

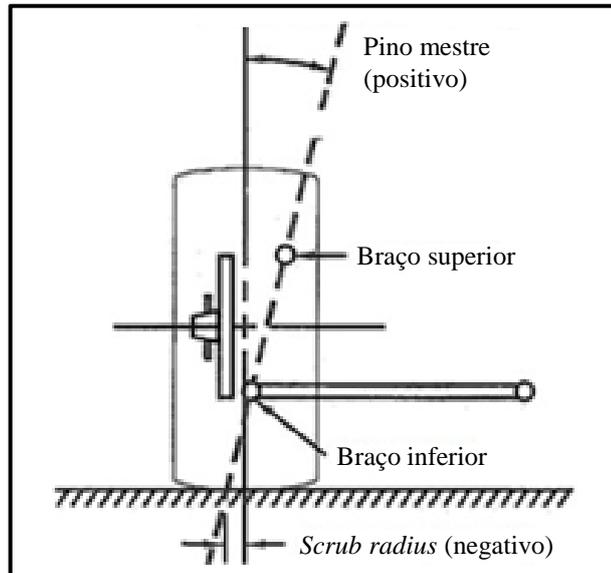


Fonte: Festugato (2012)

2.3.6 Pino mestre

O ângulo de pino mestre é representado por uma linha imaginária entre os pontos de fixação da manga de eixo do veículo. Ao prolongar a linha imaginária até o solo, quanto menor a distância entre o centro da roda e o ponto de intersecção da linha com o solo menor o arraste dos pneus ao fazer curvas. Isto reduz o esforço na direção do veículo ao executar manobras, assim como o peso da direção ao enfrentar curvas em alta velocidade. A Figura 12 demonstra o ângulo de pino mestre.

Figura 12 – Ângulo de pino mestre



Fonte: Diniz (2014)

O *scrub radius* é, segundo TORRES (2011), o deslocamento do centro do pneu com a linha imaginária traçada sobre o ângulo de pino mestre. O valor do *scrub radius* é inversamente proporcional ao comprimento dos braços de fixação da suspensão, ou seja, quanto menores os braços maiores os valores de *scrub*. Quanto maiores estes valores, mais instável fica a dirigibilidade do veículo dadas as forças laterais impostas por estas variações.

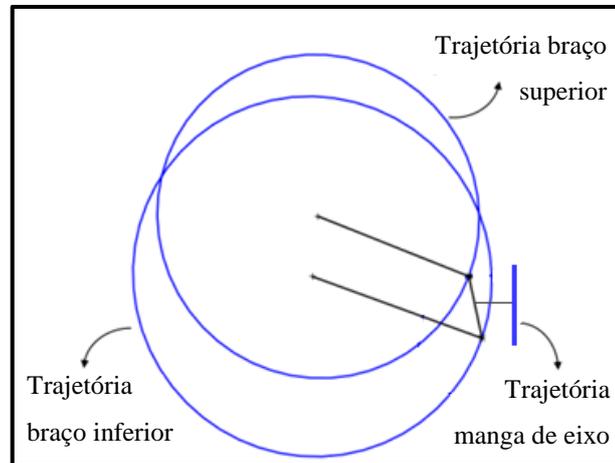
2.4 CINEMÁTICA DA SUSPENSÃO DUPLO A

Hibbeler (2010) explica que para solucionar problemas de cinemática se faz necessário o estudo do movimento e não de suas forças geradoras que é ponto de estudo para a cinética, entendida como outro campo de atuação da dinâmica. Dessa forma, é fundamental definir as coordenadas do sistema para a obtenção das equações e resultados. Salienta-se que, por analogia, no caso da suspensão, são os pontos de fixação dos elementos principais que são utilizados na aquisição das equações e resultado.

Inquestionavelmente, durante a condução do veículo ocorre a variação dos parâmetros de cambagem, caster e convergência. Assim sendo, a geometria da suspensão pode provocar uma tendência do seu comportamento, mesmo que somente após a definição do comprimento e ângulo de trabalho de cada componente seja possível saber a real interferência entre cada um dos parâmetros citados. Almeida (2012) assegura que o movimento dos componentes da suspensão duplo A são basicamente o de translação, quando ocorre em uma trajetória retilínea, como é o caso da manga de eixo e, ainda, o de rotação, quando o movimento relativo é em torno

de um eixo de giro como nos braços inferior e superior. Ambas movimentações são ilustradas na Figura 13.

Figura 13 – Movimento dos componentes da suspensão



Fonte: Adaptado de Almeida (2019)

2.5 SIMULAÇÃO MULTICORPOS

Um sistema multicorpos é constituído por corpos rígidos que são interligados por conexões que restringem o movimento relativo entre as partes. Diante do grau de liberdade que as partes dispõem estima-se as forças e/ou acelerações sob os quais os corpos são submetidos. Segundo Massote (2016), a análise de multicorpos pode contemplar um ou mais corpos, assim como a estática e a dinâmica, sendo as cargas dinâmicas as mais utilizadas pelos *softwares* disponíveis.

Através do *software* MSC Adams Car pode-se realizar simulações multicorpos dos sistemas em veículos, por este motivo foi escolhido para a análise dos parâmetros no projeto da suspensão. Segundo Festugato (2012) durante a simulação são calculadas inúmeras posições para os componentes a partir da geometria da suspensão. Os pontos de fixação (*hardpoints*) são cadastrados através de coordenadas espaciais (x, y e z) e durante a simulação, as variações dos componentes da suspensão, geram novos dados de posição em relação ao ponto de referência adotado.

Festugato (2012), cita que a matriz de flexibilidade (C) é composta pelas derivadas parciais dos deslocamentos em função das forças exercidas sobre o centro das rodas, sendo atualizada a cada nova posição durante seu movimento linear. A matriz de flexibilidade, como pode ser observada na equação 1, é uma matriz quadrada de doze elementos, onde cada

elemento $C(i,j)$ é relacionado de forma que o componente i é o deslocamento (x) gerado pela aplicação de uma força (F) no componente j .

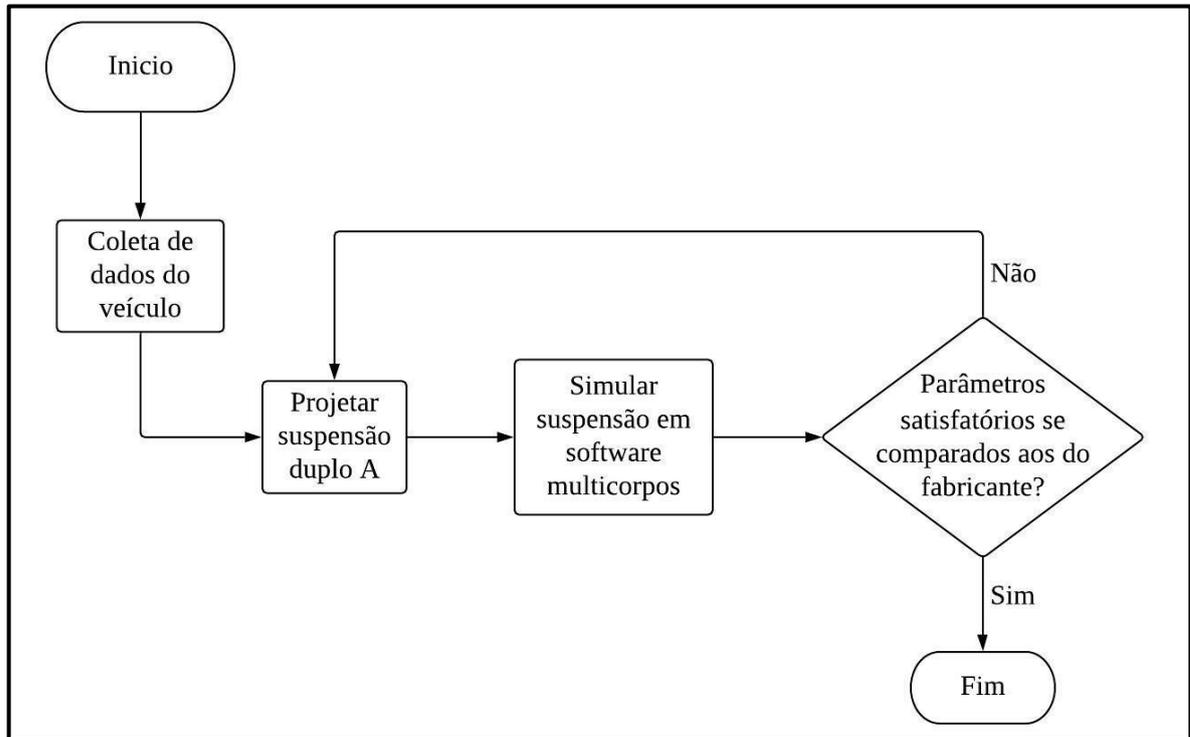
$$\begin{bmatrix} x1 \\ \vdots \\ x12 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C(x1, F1) & \dots & C(X, F12) \\ \vdots & C(i, j) & \vdots \\ C(x12, F1) & \dots & C(x12, F12) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F1 \\ \vdots \\ F12 \end{bmatrix} \quad (1)$$

A atualização a cada iteração aumenta a precisão na simulação, gerando dados mais confiáveis que podem ser utilizados como base de estudo antes mesmo de serem gerados protótipos e da consecutiva instrumentação para testes de campo.

3 SISTEMÁTICA DE DESENVOLVIMENTO

A Figura 14 elenca as atividades e o modo como ocorre o desenvolvimento das mesmas.

Figura 14 – Organograma de desenvolvimento

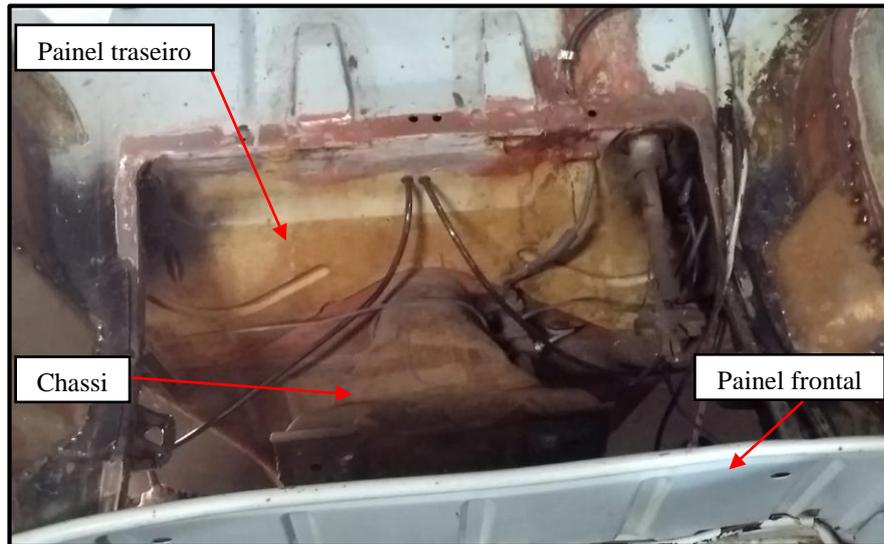


Fonte: O autor (2019)

3.1 OBTER OS PARÂMETROS CONSTRUTIVOS DO VEÍCULO

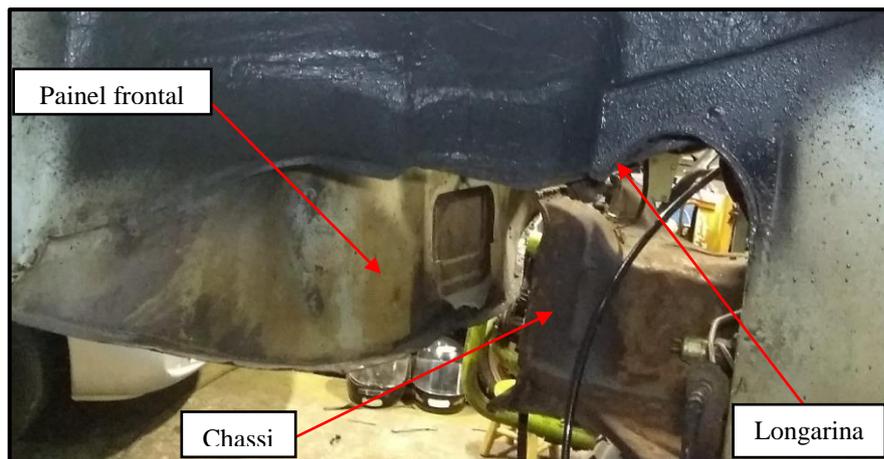
Realizado o modelamento 3D do espaço disponível para instalar a suspensão no veículo, dessa forma foi necessário mensurar o chassi, os furos roscados de fixação da estrutura da suspensão, o espaço disponível entre as longarinas da carroceria e a base do chassi e, ainda, os pontos de fixação das longarinas à estrutura da suspensão. A Figura 15 demonstra o espaço disponível pela vista superior e a Figura 16 demonstra pela vista lateral, já a Figura 17 representa o modelo 3D disponível para a instalação da suspensão no veículo.

Figura 15 – Vista superior do espaço disponível



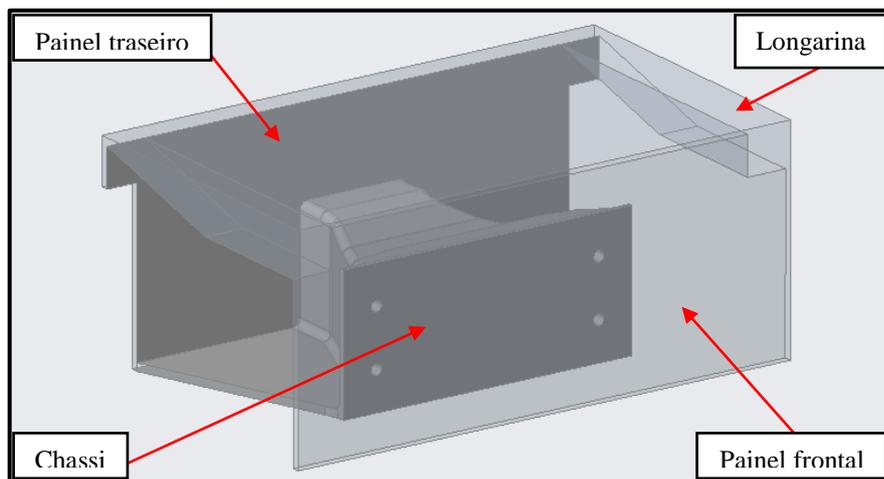
Fonte: O autor (2019)

Figura 16 – Vista lateral do espaço disponível



Fonte: O autor (2019)

Figura 17 – Modelo 3D do espaço disponível



Fonte: O autor (2019)

Outra atividade pertinente ao início do projeto decorreu do levantamento dos parâmetros utilizados para a regulagem da suspensão original do veículo Fusca. A Figura 18 mostra os parâmetros de cambagem, caster, convergência e pino mestre (SAI/KPI) cadastrados no banco de dados disponível em uma máquina de geometria computadorizada, marca Sun e modelo Alinhador 3D.

Figura 18 – Parâmetros geometria computadorizada

VOLKSWAGEN (BR), FUSCA, 80-96, ART. ESFERI							
Dianteira							
	Mín.	Prefer.	Máx.	Cruzado	Mín.	Prefer.	Máx.
Cáster	4°30'	5°30'	6°30'	---	4°30'	5°30'	6°30'
Câmbor	0°15'	0°30'	0°45'	---	0°15'	0°30'	0°45'
SAI/KPI	---	2°15'	---		---	2°15'	---
Convergência Individual	0.9	1.4	1.9		0.9	1.4	1.9
Convergência Total			Mín. Prefer. Máx.				
			1.8 2.8 3.8				
Traseira							
	Mín.	Prefer.	Máx.	Cruzado	Mín.	Prefer.	Máx.
Câmbor	1°30'	2°30'	3°30'	---	1°30'	2°30'	3°30'
Convergência Individual	-1,3	-0.2	0.8		-1.3	-0.2	0.8
Convergência Total			Mín. Prefer. Máx.				
			-2.5 -0.5 1.6				
Ângulo Máximo da Linha de Tração			---				
Brasileiro BR2011R02							
VOLKSWAGEN (BR), FUSCA, 80-96, ART. ESFERI							

Fonte: O autor (2019)

Ao pesquisar manuais de serviço do veículo notou-se que somente são citados os parâmetros de cambagem e convergência, pois são os únicos possíveis de serem regulados durante as manutenções, já que os demais são dados fixos provenientes do projeto da suspensão. Os valores encontrados nos manuais de serviço são os mesmos cadastrados na máquina de geometria computadorizada.

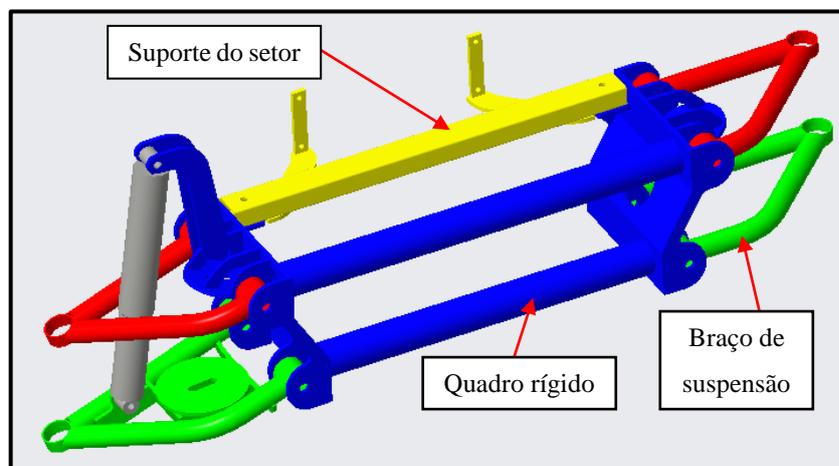
3.2 PROJETO DA SUSPENSÃO NA FORMA CONSTRUTIVA DE TUBO

O início do projeto necessitou que fossem verificados os parâmetros originais do veículo Fusca, a fim de serem mantidas as características básicas de cambagem, caster, convergência e ângulo do pino mestre. Outrossim, modelou-se as peças originais que são mantidas no uso como pivôs, manga de eixo e conjunto de direção do veículo, bem como o espaço disponível para a instalação da suspensão no veículo.

Utilizando os parâmetros básicos e das peças mensuradas, iniciou-se o modelamento da suspensão em *software* CAD. O modelo de suspensão foi dividido em três partes, quais sejam braços de suspensão, suporte do setor e quadro rígido, conforme demonstrado na Figura 19.

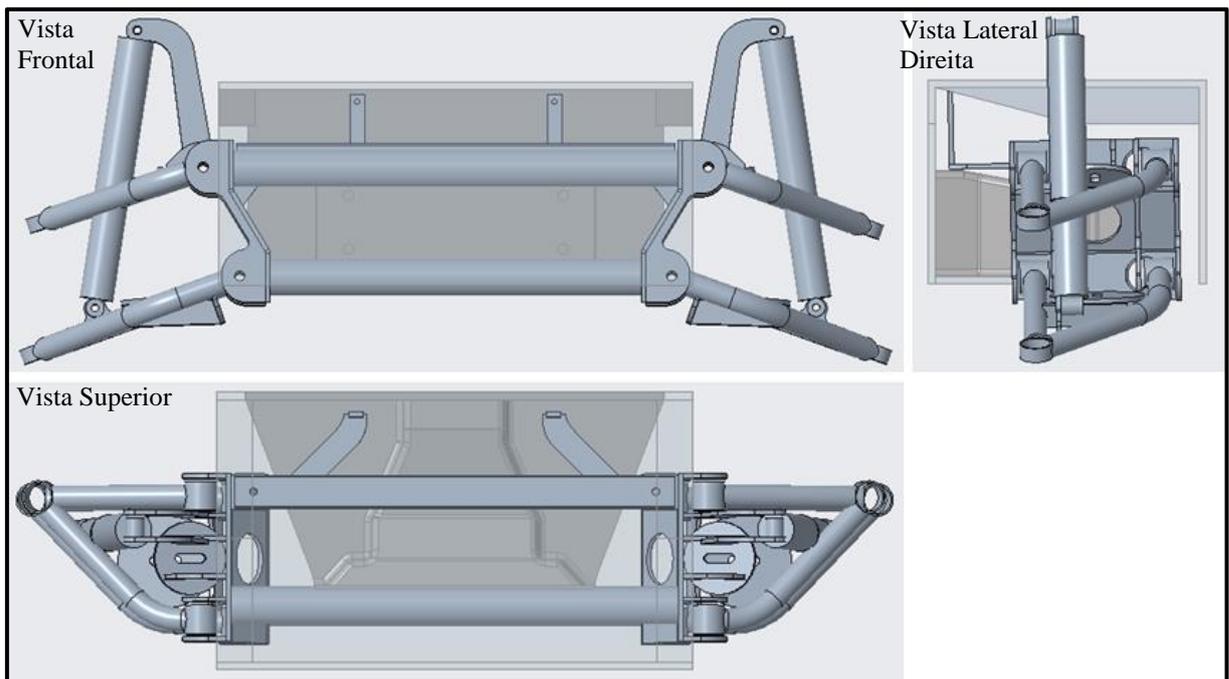
Os braços são as partes que interligam a manga de eixo ao quadro rígido, que por sua vez é fixado na estrutura principal do chassi e na carroceria do veículo Fusca. A Figura 20 mostra os componentes da suspensão duplo A e a estrutura física do veículo pelas vistas frontal, lateral direita e superior.

Figura 19 – Suspensão em forma construtiva de tubo



Fonte: O autor (2019)

Figura 20 – Suspensão montada no veículo



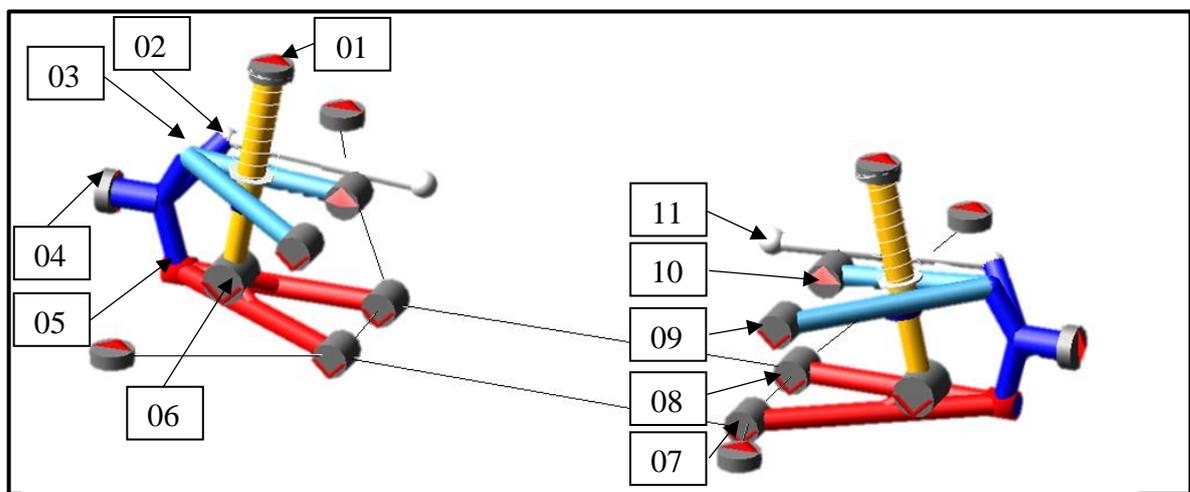
Fonte: O autor (2019)

3.3 SIMULAÇÃO DOS MODELOS COM *SOFTWARE* DE MULTICORPOS

A partir do modelo 3D do conjunto de suspensão foi realizada a simulação dos movimentos cinemáticos da suspensão no *software* Adams Car. Os valores obtidos são comparados aos parâmetros especificados pelo fabricante e, em caso de divergências, corrigido o modelo até encontrar valores satisfatórios.

Abaixo a Figura 21 e Quadro 1 relacionam os *hardpoints* da suspensão Duplo A.

Figura 21 – Indicação dos *hardpoints*



Fonte: O Autor (2019).

O Adams Car possui um vasto banco de dados, componentes e modelos de suspensão. A fim de otimizar o tempo de construção do modelo no *software*, utilizou-se um modelo de suspensão duplo A disponível na biblioteca do *software*, adequando os pontos de fixação para o modelo de suspensão projetado. O Quadro 01 demonstra a nomenclatura dos *hardpoints* com as referências na Figura 21. A Figura 22 mostra o alinhamento entre os braços de direção e o braço superior da primeira versão da suspensão duplo A simulada.

Quadro 1 – Nomenclatura dos *hardpoints* (continua)

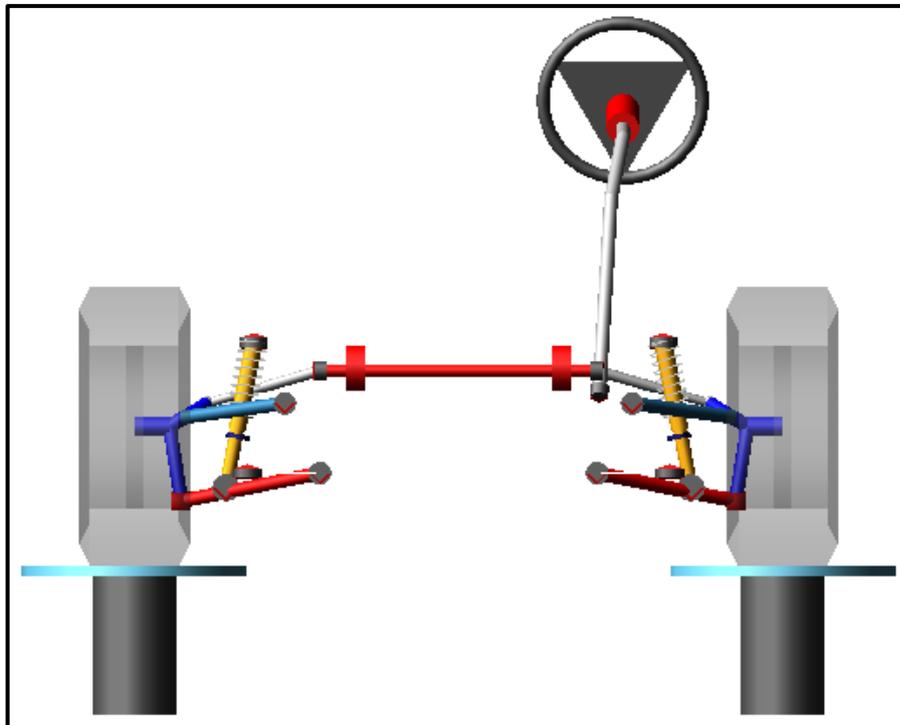
	<i>Hardpoint</i>	Nomenclatura
01	Fixação superior do amortecedor	hpl_top_mount
02	Fixação terminal de direção externo	hpl_tierod_outer
03	Fixação pivô superior	hpl_uca_outer
04	Ponta de eixo	hpl_wheel_center

(conclusão)

05	Fixação pivô inferior	hpl_lca_outer
06	Fixação inferior do amortecedor	hpl_lwr_strut_mount
07	Bucha inferior dianteira	hpl_lca_front
08	Bucha inferior traseira	hpl_lca_rear
09	Bucha superior dianteira	hpl_uca_front
10	Bucha superior traseira	hpl_uca_rear
11	Fixação terminal de direção interno	hpl_tierod_inner

Fonte: O Autor (2019).

Figura 22 – Primeira versão da suspensão duplo A



Fonte: O Autor (2019).

A Figura 23 apresenta os dados utilizados na simulação da suspensão no *software* Adams Car onde foram realizadas cerca de cem etapas de cálculo do movimento da suspensão. É possível inserir como entrada para a simulação o curso da suspensão, nomeados como *Bump* e *Rebound* que significam, respectivamente, contração e retorno do conjunto mola-amortecedor. Estes dados são especificados em milímetros.

Figura 23 – Dados de simulação

Suspension Analysis: Single Travel

Suspension Assembly	duplo_A_proposto
Output Prefix	apresentacao
Number of Steps	100
Mode of Simulation	interactive
Vertical Setup Mode	Wheel Center
Bump Travel	50
Rebound Travel	-50
Side	<input checked="" type="radio"/> Left <input type="radio"/> Right
Fixed Wheel Center	
Travel Relative To	Contact Patch
Control Mode	<input checked="" type="radio"/> Absolute <input type="radio"/> Relative
Fixed Steer Position	
Steering Input	<input checked="" type="radio"/> Angle <input type="radio"/> Length
Coordinate System	Vehicle

Create Analysis Log File

OK Apply Cancel

Fonte: O Autor (2019).

4 RESULTADOS

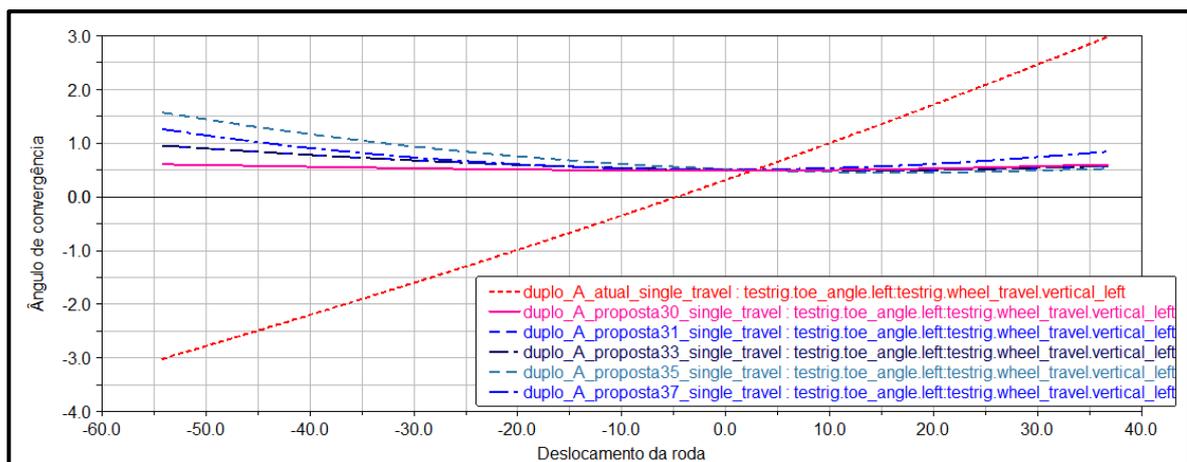
A simulação para obtenção dos resultados através do *software* Adams Car foi realizada no modo *Single Wheel Travel*, onde apenas uma das rodas da suspensão é simulada. Este método foi escolhido dada a simetria da suspensão entre lado esquerdo e direito, e também para não duplicar as linhas nos gráficos. Para exemplificar, foram realizadas aproximadamente quarenta simulações até atender os parâmetros originais do veículo com a menor divergência possível.

4.1 CONVERGÊNCIA

A Figura 24 demonstra as curvas de convergência com menor disparidade de variação dentre todas as simuladas. A linha vermelha tracejada demonstra a primeira versão da suspensão duplo A simulada. Pode-se observar uma grande variação de convergência conforme o movimento da suspensão, dessa maneira gerando instabilidade na condução do veículo.

O eixo horizontal do gráfico referencia o curso da suspensão variando de modo aproximado entre -55 e 35 milímetros sendo eles, respectivamente, na condição do ensaio de contração e retorno. Já o eixo vertical demonstra a variação do ângulo de convergência, cuja variação é característica de cada curva e totalmente influenciada pela posição do sistema de direção do veículo.

Figura 24 – Gráfico de convergência



Fonte: O autor (2019)

A Tabela 1 expõe os dados das curvas acima demonstradas. As colunas representam os valores mínimos e máximos obtidos através do *software* Adams Car, as colunas variação e média foram calculados para auxiliar na definição da melhor curva.

Tabela 1 – Ângulo de convergência

Simulações	Mínimo	Máximo	Variação	Média
Proposta 35	0.46°	1.58°	1.12°	1.02°
Proposta 31	0.52°	1.26°	0.75°	0.89°
Proposta 33	0.50°	0.96°	0.47°	0.73°
Atual	-3.01°	2.99°	6.00°	3.00°
Proposta 30	0.61°	0.45°	0.16°	0.53°
Proposta 37	0.51°	0.99°	0.48°	0.75°
Especificado fabricante	0.90mm	1.90mm	1.00mm	1.4mm

Fonte: O autor (2019)

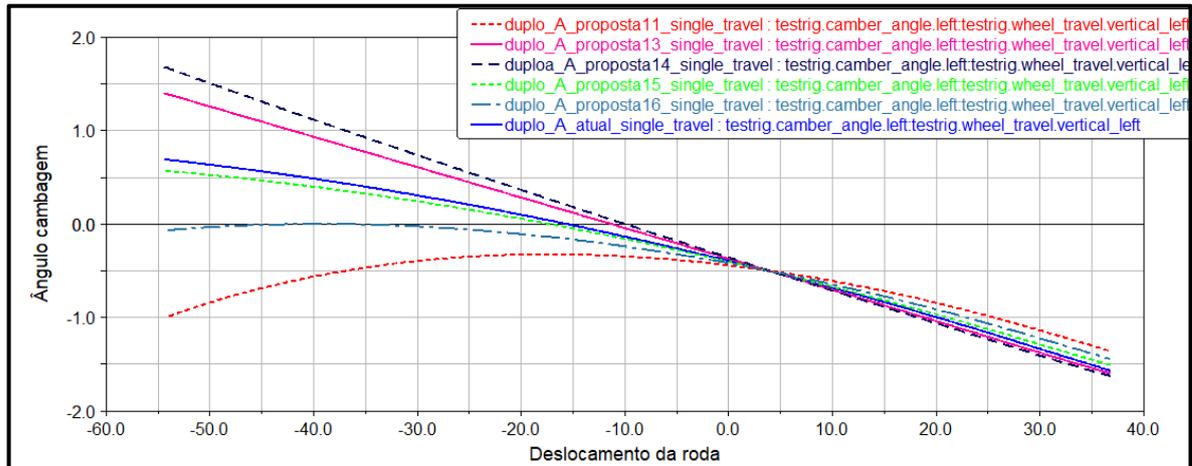
Como pode ser observado na tabela acima, o modelo de suspensão Atual oscila seis graus conforme o curso da suspensão, deste modo gerando grande instabilidade principalmente em curvas durante a condução do veículo. Ao analisar a especificação do fabricante, que permite variação de até um grau na convergência, encontra-se como a melhor proposta a de número 30 que manteve tanto a menor variação de ângulo quanto a mesma amplitude para impacto e retorno conforme o deslocamento da suspensão do veículo.

4.2 CAMBAGEM

Figura 25 demonstra as curvas de cambagem com menor disparidade de variação dentre as simuladas. A linha azul sólida demonstra a primeira versão da suspensão duplo A simulada. Pode-se observar uma grande variação de cambagem conforme o movimento da suspensão, gerando dessa maneira um desgaste prematuro dos pneus.

O eixo horizontal do gráfico referencia o curso da suspensão variando de modo aproximado entre -55 e 35 milímetros sendo eles, respectivamente, na condição do ensaio de contração e retorno. Já o eixo vertical demonstra a variação do ângulo de cambagem, cuja variação é totalmente influenciada pela posição dos *hardpoints* de fixação das balanças superior e inferior do veículo.

Figura 25 – Gráfico de cambagem



Fonte: O autor (2019)

A Tabela 2 expõe os dados das curvas acima demonstradas. As colunas representam os valores mínimos e máximos obtidos através do *software* Adams Car, as colunas variação e média foram calculados para auxiliar na definição da melhor curva.

Tabela 2 – Ângulo de cambagem

Simulações	Mínimo	Máximo	Variação	Média
Proposta14	-1.62°	1.68°	3.31°	1.65°
Proposta13	-1.59°	1.40°	3.00°	1.50°
Atual	-1.57°	0.70°	2.26°	1.13°
Proposta15	-1.51°	0.57°	2.08°	1.04°
Proposta16	-1.44°	0.01°	1.45°	0.72°
Proposta11	-1.35°	-0.32°	1.04°	0.84°
Especificado fabricante	0.09°	0.27°	0.18°	0.18°

Fonte: O autor (2019)

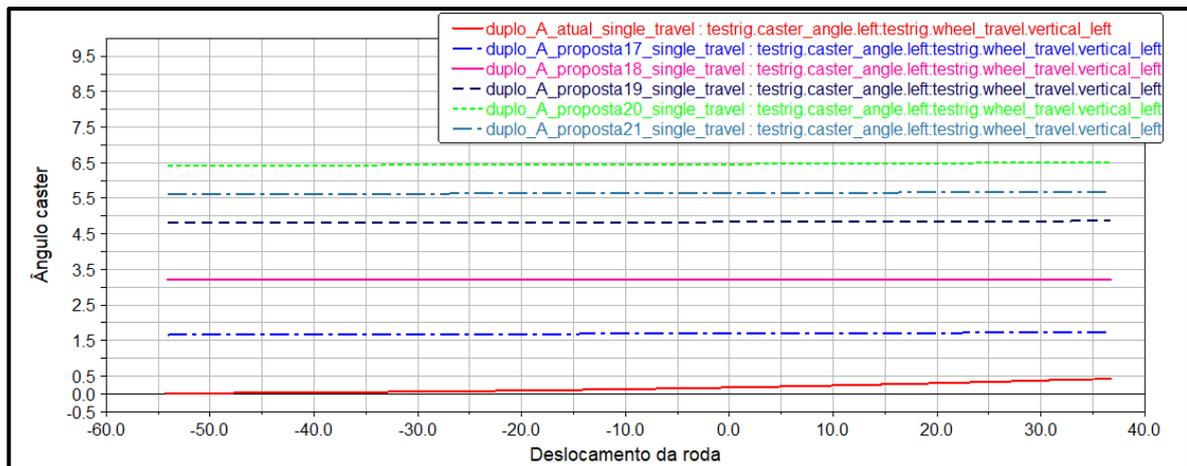
Através da tabela acima pode-se analisar os resultados das simulações efetuadas e compará-las mais facilmente com o especificado pelo fabricante. Entretanto, devido ao espaço disponível no veículo não permitir que se mantivesse o paralelismo entre os braços de suspensão. Desta forma foi necessária a redução da distância entre os pontos de fixação no quadro da suspensão, esta configuração apresenta uma variação na cambagem. A proposta escolhida foi a de número 14, pois a amplitude da cambagem é similar tanto para negativa quanto para positiva equivalendo o desgaste nos pneus e aumentando a região de contato dos mesmos em curvas.

4.3 CÁSTER

A Figura 26 demonstra as curvas de caster conforme foram sendo realizadas iterações para chegar no valor dentro da curva dos parâmetros especificados do veículo. A linha vermelha sólida demonstra a primeira versão da suspensão duplo A simulada. Observa-se que o caster não é afetado pelo movimento da suspensão, mantendo o parâmetro original de projeto.

O eixo horizontal do gráfico referencia o curso da suspensão variando de modo aproximado entre -55 e 35 milímetros sendo eles, respectivamente, na condição do ensaio de contração e retorno. Já o eixo vertical demonstra a variação do ângulo de caster, cuja variação é característica de cada curva e totalmente influenciada pela posição dos *hardpoints* de fixação da manga de eixo.

Figura 26 – Gráfico de caster



Fonte: O autor (2019)

A Tabela 3 expõe os dados das curvas acima demonstradas. As colunas representam os valores mínimos e máximos obtidos através do *software* Adams Car, as colunas variação e média foram calculados para auxiliar na definição da melhor curva.

Tabela 3 – Ângulo de caster (continua)

Simulações	Mínimo	Máximo	Variação	Média
Proposta 20	6.42°	6.53°	0.11°	6.48°
Proposta 21	5.63°	5.71°	0.08°	5.67°
Proposta 19	4.83°	4.88°	0.05°	4.85°
Proposta 18	3.22°	3.23°	0.01°	3.22°
Proposta 17	1.67°	1.74°	0.07°	1.71°

(conclusão)				
Simulações	Mínimo	Máximo	Variação	Média
Atual	0.03°	0.44°	0.41°	0.23°
Especificado fabricante	4.18°	6.18°	2.00°	5.18°

Fonte: O autor (2019)

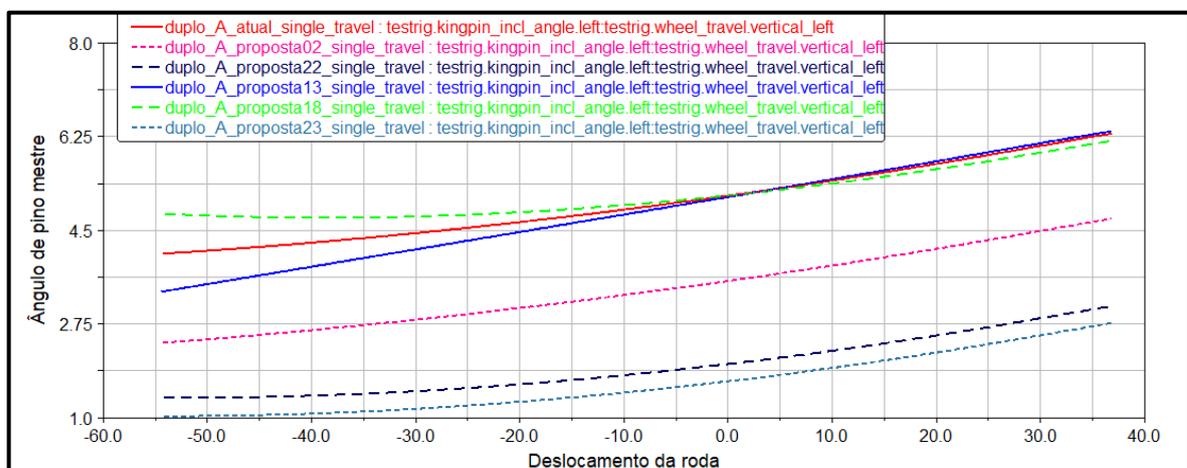
O ângulo de pino mestre atual está aquém do especificado em projeto, desta forma foram reposicionados os pontos de fixação dos braços de suspensão para atender o parâmetro conforme solicitado. A melhor proposta foi escolhida com base no valor médio solicitado pelo fabricante, desta forma é indicada a proposta de número 21.

4.4 PINO MESTRE

A Figura 27 demonstra as curvas de ângulo do pino mestre com menor disparidade de variação dentre todas as simuladas. A linha vermelha sólida demonstra a primeira versão da suspensão duplo A simulada. Pode-se observar uma grande variação do ângulo de pino mestre conforme o movimento da suspensão.

O eixo horizontal do gráfico referência o curso da suspensão variando de modo aproximado entre -55 e 35 milímetros sendo eles, respectivamente, na condição do ensaio de contração e retorno. Já o eixo vertical demonstra a variação do ângulo de pino mestre, cuja variação é característica de cada curva e totalmente influenciada pela posição dos pivôs na manga de eixo do veículo.

Figura 27 – Gráfico de pino mestre



Fonte: O autor (2019)

A Tabela 4 expõe os dados das curvas acima demonstradas. As colunas representam os valores mínimos e máximos obtidos através do *software* Adams Car, as colunas variação e média foram calculados para auxiliar na definição da melhor curva.

Tabela 4 – Ângulo de pino mestre

Simulações	Mínimo	Máximo	Variação	Média
Proposta18	4.75°	6.18°	1.43°	5.46°
Atual	4.08°	6.32°	2.24°	5.20°
Proposta13	3.26°	6.45°	3.19°	4.86°
Proposta02	2.41°	4.73°	2.32°	3.57°
Proposta22	1.38°	3.09°	1.71°	2.24°
Proposta23	1.04°	2.77°	1.73°	1.91°
Especificado fabricante	2.09°	2.09°	0.00°	2.09°

Fonte: O autor (2019)

Como pode ser observado na tabela acima o ângulo de pino mestre no modelo atual está bastante defasado conforme especificado pelo fabricante, portanto após algumas etapas de simulação fora encontrada a melhor proposta para manter de modo mais próximo com o original. Desta maneira a melhor proposta é a de número 22 onde o valor médio mais próximo do especificado pelo fabricante, não há a linearidade do parâmetro conforme original, pois a configuração da suspensão duplo A gera a variação deste parâmetro dada a geometria da suspensão.

4.5 DEFINIÇÃO DA SUSPENSÃO APRIMORADA

Através dos resultados das simulações acima apresentadas, se faz necessária a correção dos *hardpoints* para minimizar os efeitos nos parâmetros da suspensão original do veículo.

A Tabela 5 representa os parâmetros finais da suspensão duplo A proposta. Os valores mínimo e máximo são obtidos diretamente no *software* Adams Car. Os índices de variação e média foram calculados separadamente para auxiliar na verificação dos parâmetros.

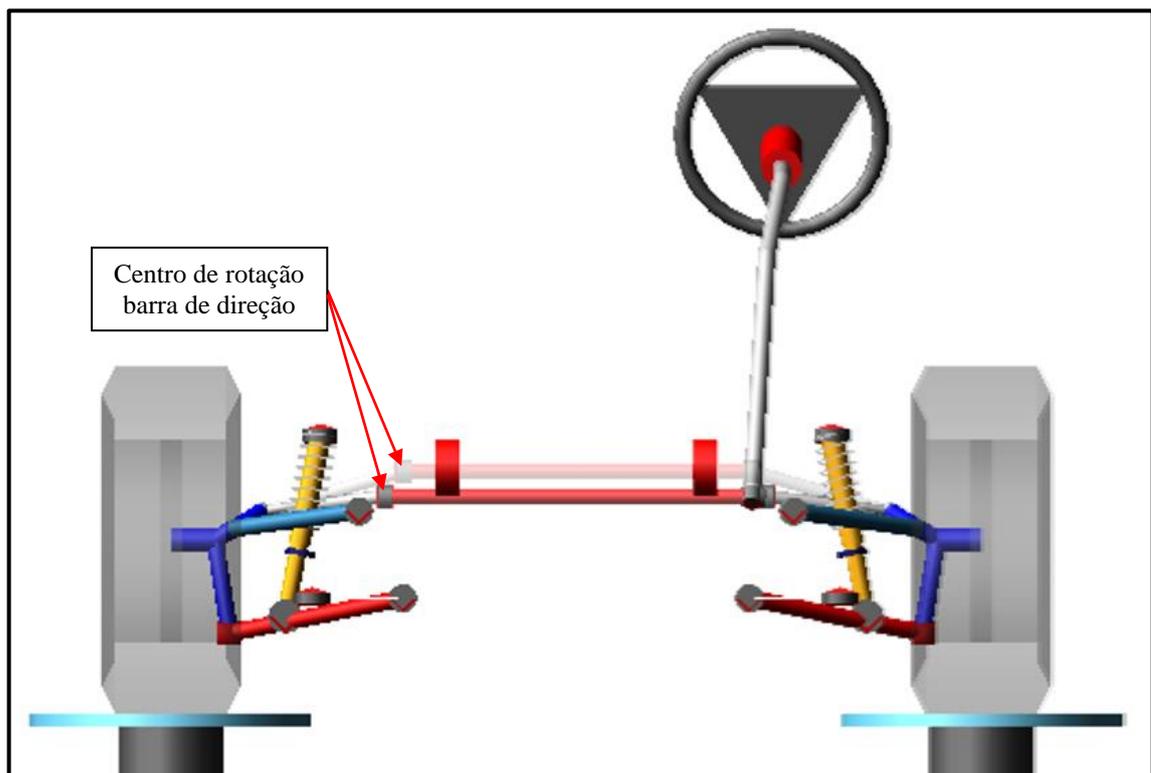
Tabela 5 – Parâmetros finais

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Variação	Média
Convergência	0.50°	0.61°	0.12°	0.56°
Cambagem	-1.57°	0.29°	1.86°	0.93°
Caster	5.59°	5.69°	0.10°	5.64°
Pino mestre	0.92°	2.78°	1.86°	1.85°

Fonte: O autor (2019)

A Figura 28 mostra a correção no alinhamento dos centros de rotação dos terminais rotulares que interligam o setor ao terminal de direção, a sombra demonstrada representa a configuração da primeira versão da suspensão duplo A e a mais visível é a suspensão aprimorada. Pode-se observar a aproximação dos terminais da barra de direção e das fixações do braço superior da suspensão resultando na melhora do parâmetro de convergência.

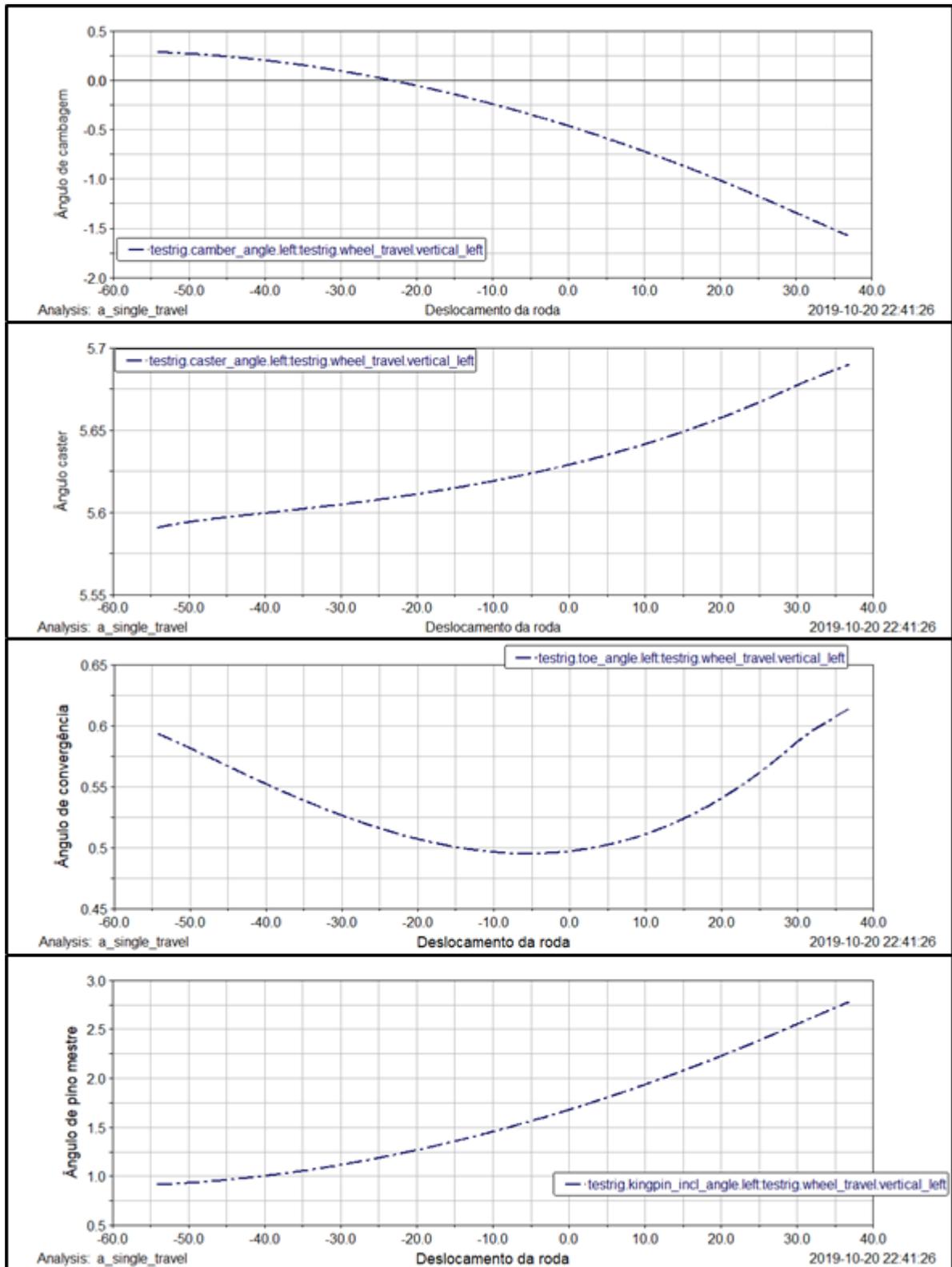
Figura 28 – Suspensão duplo A aprimorada



Fonte: O autor (2019)

A Figura 29 representa as curvas de cambagem, caster, convergência e pino mestre conforme o deslocamento da roda.

Figura 29 – Gráficos finais do modelo proposto



Fonte: O autor (2019)

Gillespie (1992) especifica que para manter o ângulo de cambagem sem sofrer alterações durante o curso da suspensão, deve-se manter a relação de comprimento e

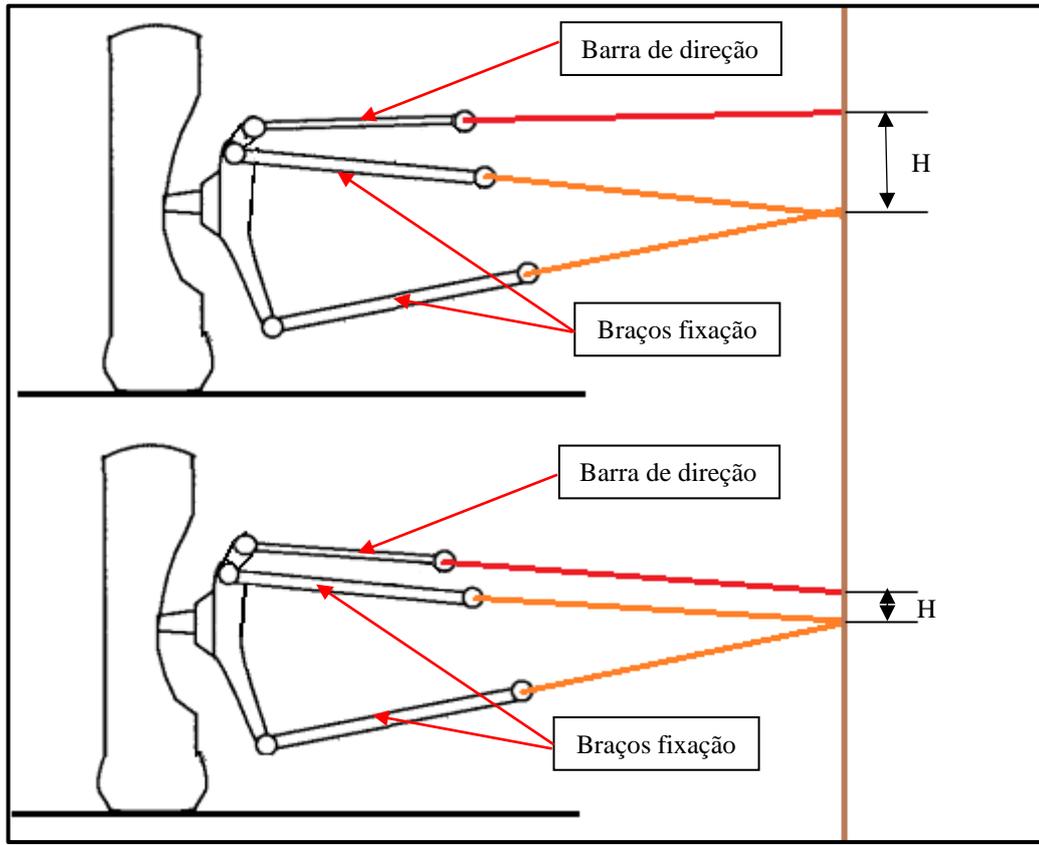
paralelismo entre os braços superior e inferior da suspensão duplo A. Entretanto por limitações físicas do veículo Fusca, faz-se necessário que os braços superiores sejam menores que os inferiores. Também é necessário que os pontos de fixação dos braços de suspensão na semiestrutura sejam mais próximos do que são na manga de eixo, desta forma já era previsto que haveria variação da cambagem durante o curso da suspensão.

Os parâmetros originais do veículo determinam uma cambagem positiva durante a condução do veículo gerando assim uma perda de estabilidade nas curvas por reduzir a área de contato com a pista. Entretanto o modo construtivo da suspensão duplo A permite que, em uma curva para a esquerda, a roda direita atinja uma cambagem negativa enquanto a roda esquerda uma cambagem positiva, aumentando assim a área de contato dos pneus com o solo e por consequência maior estabilidade e um desgaste mais homogêneo dos pneus. A amplitude obtida nas simulações atende o que Festugato (2012) citou como aceitáveis para os ângulos de cambagem, principalmente para a positiva por minimizar a instabilidade na condução mesmo em trajetória retilínea.

Iniciou-se as simulações de convergência em um ponto fixo mantendo o paralelismo entre o braço superior da suspensão conforme instruído por Gillespie (1992). O mesmo autor cita que os componentes, braço superior, braço inferior e braço de direção devem ter seus pontos de rotação alinhados por uma reta imaginária que passa por entre eles. Entretanto esta configuração gerava discordâncias na geometria específica do modelo, braço superior menor que o braço inferior e também não paralelos.

Conforme Monteiro (2012), a variação da convergência reduziu de forma satisfatória quando foram traçados os centros instantâneos de rotação do braço superior e do braço de direção. Seguindo esta ideia foi realizado um breve esboço das linhas de referência dos componentes conforme pode ser observado na Figura 30. Desta forma pôde-se simular o curso da suspensão e observar a variação dos centros instantâneos, procurando encontrar a menor variação “H” entre as linhas de referência do braço de fixação e do braço de direção.

Figura 30 – Esboço das linhas de referência



Fonte: O autor (2019)

O Adams Car expressa os resultados de convergência em ângulo, este por sua vez é tão pequeno que ao se realizar a conversão para milímetros e comparar com o especificado pelo fabricante, o próprio ângulo é transformado em milímetros, desta forma pode-se concluir que o parâmetro apresentará uma variação quase nula.

Tanto o ângulo de pino mestre quanto o caster foram mantidos o mais próximo do especificado originalmente, pois o veículo ainda faz uso da manga de eixo original e desta forma garante o melhor alinhamento dos pivôs de suspensão. Também se optou por manter os parâmetros originais para minimizar as alterações perceptíveis ao condutor, sejam elas a força empenhada para fazer curvas e manter o veículo em trajetória retilínea.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve por objetivo realizar o desenvolvimento de uma nova suspensão aplicável ao veículo Fusca, passando pela obtenção dos dados do veículo como o espaço disponível para instalação e os parâmetros da suspensão original. Posteriormente modelou-se a suspensão duplo A para então obter as coordenadas necessárias para a montagem da suspensão no *software* Adams Car. A partir deste momento foram executadas diversas simulações em busca dos parâmetros originais e assim extrair as geometrias de cada peça do conjunto de suspensão.

Tendo como base as dimensões encontradas no veículo optou-se por utilizar uma suspensão compatível de forma construtiva similar, disponível na biblioteca do *software* Adams Car. O modelo de suspensão foi então adaptado para contemplar as coordenadas obtidas no modelo 3D do veículo Fusca, sendo de suma importância ter conhecimento sobre como os pontos são representados no modelo.

Através dos resultados obtidos em gráficos resultantes da simulação pode-se observar uma melhora nos parâmetros quando se compara o modelo de suspensão duplo A proposto e a suspensão original do veículo. Desta forma o modelo resultante deste estudo de suspensão atingiu as expectativas do autor em solucionar o problema de divergência dos parâmetros da suspensão duplo A para com a suspensão original do veículo Fusca.

O modelo de suspensão proposto apresenta redução na variação de convergência pois os centros de rotação dos componentes são simétricos e mais próximos quando comparados a suspensão original. A cambagem também resulta numa variação mais estável pelo modelo construtivo da suspensão duplo A e os demais parâmetros foram facilmente corrigidos para os valores originais, embora sofram influência da cambagem durante o curso da suspensão.

A partir dos estudos apresentados neste relatório sugere-se como trabalhos futuros o modelamento da suspensão completa conjuntamente com o chassi veicular e posterior simulação no *software* Adams Car. Dessa maneira, as simulações dinâmicas podem ser contempladas com um modelo de pista dotado de obstáculos e assim avaliar com maior precisão os efeitos que as alterações nos demais parâmetros oferecem ao veículo como um todo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ÂNGULO DE CÁSTER - SUSPENSÃO. Altura: 175 pixels. Largura: 300 pixels. 96 dpi. 24 BIT. 16 Kb. Formato JPG. Disponível em: <<http://ingopneus.com.br/blog/angulo-de-caster-suspensao/>>. Acesso em: 29 mai. 2019.

ALMEIDA, Daniel de Araújo. **Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo A**. 2012. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade de Brasília. Bacharelado em Engenharia Mecânica, 2012. Disponível em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/4137/1/2012_DanieldeAraujoAlmeida.pdf>. Acesso em: 29 mai. 2019.

CAMBAGEM. Altura: 381 pixels. Largura: 696 pixels. 96 dpi. 24 BIT. 104 Kb. Formato JPG. Disponível em: <<https://www.abcpneus.net/cambagem/>>. Acesso em: 29 mai. 2019.

COMPONENTES DA SUSPENSÃO MACPHERSON. Altura: 369 pixels. Largura: 445 pixels. 32 BIT. 58,2 Kb. Formato PNG. Disponível em: <https://www.researchgate.net/figure/Figura-1-Componentes-da-suspensao-McPherson_fig1_294894439>. Acesso em: 29 mai. 2019.

DINIZ, Diego David Silva. **Análise de três tipos de suspensão traseira aplicadas ao projeto mini baja**. 2014. 134 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Campina grande, 2014. Disponível em: <<http://dspace.sti.ufcg.edu.br:8080/jspui/handle/riufcg/260>>. Acesso em: 29 mai. 2019.

ENTENDA O PROJETO ESTRUTURAL DA SUSPENSÃO DOS CARROS FÓRMULA SAE. Altura: 315 pixels. Largura: 347 pixels. 24 BIT. 16,7 Kb. Formato JPG. Disponível em: <<https://www.formulaufmg.com.br/single-post/2016/07/05/Saiba-mais-sobre-a-Suspens%C3%A3o-de-um-F%C3%B3rmula>>. Acesso em: 29 mai. 2019.

FESTUGATO, Charles Eugenio. **Análise de três tipos de suspensão traseira aplicadas ao projeto mini baja**. 2012. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade de Caxias do Sul, Campus Universitário de Caxias do Sul. Bacharelado em Engenharia Mecânica, 2012.

GILLESPIE, Thomas D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, Estados Unidos: SAE, c1992. xxii, 495 p. ISBN 1560911999.

HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson, 2010. Disponível em: <<https://bv4.digitalpages.com.br/#/>>. Acesso em: 29 mai. 2019.

JUNIOR, Helio Jose Alipio. **Análise estrutural de um braço de suspensão do tipo duplo A.** 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville. Bacharelado em Engenharia Mecânica, 2018.

Disponível em:

<<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/188245/tcc%20Helio%20Jose%20Alipio%20Junior.pdf?sequence=1&isAllowed=y>> Acesso em: 29 mai. 2019.

MASSOTE, Larissa Guimarães. **Concepção de um veículo SAE/Baja em ambiente multicorpos.** 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade de Brasília. Bacharelado em Engenharia Automotiva, 2016. Disponível em:

<http://bdm.unb.br/bitstream/10483/19748/1/2016_%20LarissaGuimaraesMassote_tcc.pdf>.

Acesso em: 11 jun. 2019.

MEDIÇÃO DE CONVERGÊNCIA. Altura: 466 pixels. Largura: 659 pixels. 24 BIT. 43,4 Kb. Formato PNG. Disponível em: <<http://eualinhador.blogspot.com>>. Acesso em: 29 mai. 2019.

MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS: O QUE É? Altura: 319 pixels. Largura: 635 pixels. 24 BIT. 253 Kb. Formato PNG. Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>>. Acesso em: 29 mai. 2019.

MONTEIRO, Renan Destéfani. **Projeto de uma suspensão veicular com controle de cambagem e amortecimento.** 2008. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade de São Paulo, Escola Politécnica. Bacharelado em Engenharia Mecânica, 2008. Disponível em:

<<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/188245/tcc%20Helio%20Jose%20Alipio%20Junior.pdf?sequence=1&isAllowed=y>> Acesso em: 29 mai. 2019.

SUSPENSÃO MULTI-LINK: DESCRIÇÃO, PRINCÍPIO DA OPERAÇÃO, PRÓS E CONTRAS. Altura: 358 pixels. Largura: 700 pixels. 96 dpi. 24 BIT. 50,1 Kb. Formato JPG. Disponível em: <<https://pt.vision1cycling.com/avtomobili/31-mnogorychazhnaya-podveska-opisanie-princip-deystviya-plyusy-i-minusy.html>>. Acesso em: 29 mai. 2019.

TORRES, Rafael Nunes. **Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veículo formula SAE.** 2011. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade de Brasília. Bacharelado em Engenharia Mecânica, 2011.

TROQUEI FEIXE DE MOLAS ORIGINAIS E COLOQUEI O DA TOYOTA PRECISO DE AJUDA. Altura: 227 pixels. Largura: 302 pixels. 96 dpi. 24 BIT. 28,8 Kb. Formato JPG. Disponível em: <<https://www.4x4brasil.com.br/forum/jeep-willys/159282-troquei-feixe-de-molas-originais-e-coloquei-o-da-toyota-preciso-de-ajuda.html>>. Acesso em: 29 mai. 2019.