

UNIVERSIDADE CANDIDO MENDES
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CAIO CHAGAS GIMENES VIANA
THALES BARBOZA TOLEDO

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM
PROTÓTIPO DO TIPO MINI BAJA SAE**

CAMPOS DOS GOYTACAZES
JULHO 2019

CAIO CHAGAS GIMENES VIANA
THALES BARBOZA TOLEDO

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM
PROTÓTIPO DO TIPO BAJA SAE**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado na Universidade Candido Mendes
Campos como requisito parcial para obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

CAMPOS DOS GOYTACAZES
JULHO 2019

CAIO CHAGAS GIMENES VIANA
THALES BARBOZA TOLEDO

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM
PROTÓTIPO DO TIPO MINI BAJA SAE**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado na Universidade Candido Mendes –
Campos como requisito parcial para obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em ____ de _____ de _____

Banca Examinadora

André Luiz Vicente de Carvalho (Orientador)
Mestre em Engenharia de Energia – UFSJ
Universidade Candido Mendes

Márcia Almeida Silva
Mestra em Engenharia e Ciência dos Materiais – UENF
Universidade Candido Mendes

Felipe Gomes dos Santos
Mestre em Engenharia e Ciência dos Materiais – UENF
Universidade Candido Mendes



FICHA DE AVALIAÇÃO
TRABAHO DE CONCLUSÃO DE CURSO II

ITENS A SEREM AVALIADOS	NOTA MÁXIMA	NOTA ATRIBUIDA
SEMINÁRIO/ARGUIÇÃO		
1) Tempo de apresentação (sugere-se tempo de 20-30 minutos)	05	
2) Formatação dos slides	05	
3) Utiliza linguagem clara, objetiva, formal e isenta de erros e vícios	10	
4) Seminário dinâmico e ressaltando pontos mais importantes do trabalho	05	
5) Segurança nos questionamentos dos membros avaliadores	05	
CONTEÚDO DO TCC		
6) Formatação atendendo as normas e redação clara, bem estruturada e corretamente adequada ao idioma.	05	
7) Relevância do trabalho. Título e resumo representam o conteúdo do TCC	05	
8) Introdução, objetivos e justificativa apresentam a formulação do problema de pesquisa	05	
9) Revisão bibliográfica (desenvolvimento) e atualizada e pertinente	05	
10) A metodologia é adequada	15	
11) Resultados descritos de forma clara e objetiva	15	
12) Discussão dos resultados encontrados	15	
13) As conclusões (ou considerações finais) estão adequadas	05	
NOTA FINAL = somatório de todos os itens	100	

Dedicamos este trabalho aos nossos familiares e aos amigos da equipe UCAM BAJA, que sempre acreditaram e nos incentivaram durante a nossa formação.

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de agradecer à equipe UCAM BAJA e aos amigos que ali fizemos, por todo conhecimento e momentos que compartilhamos.

O insucesso é apenas uma oportunidade
para recomeçar com mais inteligência.

Henry Ford

RESUMO

Em um ambiente competitivo, todo detalhe deve ser levado em conta para garantir ganhos de performance, conforto, segurança e confiabilidade. Este pensamento deve ser considerado para todo o projeto de um protótipo BAJA SAE. O terreno *off-road* com grandes obstáculos, piscinas de lama, troncos e rampas requer um subsistema de suspensão e direção capaz de minimizar os impactos ao piloto e ainda suportar todas as solitações mecânicas, facilitando a pilotagem. O presente trabalho visa o desenvolvimento do sistema de suspensão e direção de um veículo do tipo BAJA SAE, aplicado ao protótipo da equipe UCAM BAJA da Universidade Candido Mendes, campus Campos dos Goytacazes – RJ, com o intuito de reduzir custo, peso e aumentar a confiabilidade na operação do veículo. A metodologia empregada foi a definição da razão de instalação e diversos parâmetros cinemáticos, utilizando os softwares *Autodesk Inventor Professional* e o *Lotus Suspension Analysis*, para dimensionar os sistemas de suspensão dianteiro e traseiro e de direção, bem como analisar a interação entre os sistemas. Após mensurar os parâmetros e a interação dos sistemas, observou-se uma redução no raio de curvatura do veículo, um ganho de manobrabilidade devido ao comportamento dinâmico do mesmo, resultante do preciso dimensionamento de todo o sistema e um ganho de conforto, gerado pela correta determinação da frequência natural e ângulo de ataque do protótipo.

Palavras-Chaves: suspensão, direção, dinâmica veicular, BAJA.

ABSTRACT

In a competitive environment, every detail must be evaluated to guarantee comfort, safety, reliability and performance gains. This thought must be considered for the whole project of a BAJA SAE concept. The off road terrain, with huge obstacles, like mud pools, logs, holes and ramps, requires a suspension and steering subsystem able to minimize the impacts to the pilot and still sustain all the efforts generated, making the piloting easier. In this study is documented the whole project routine of the suspension and steering subsystem applied to UCAM BAJA's prototype, with the objectives of reducing costs and weight while increasing the performance and reliability. The methodology applied define the instalation ratio and many other cinematic parameters using the Autodesk Inventor Professional and the Lotus Suspension Analysis softwares, to create the front and rear suspensions and steering systems. After measuring the parameters and their behavior while working together, it was possible to observe a great reduction on the turning radius, a handling improvement was generated by the favorable dynamic behavior achieved and a increased capacity of surpassing obstacles with greater confort for the pilot.

Keywords: Vehicle dynamics, suspension, steering, BAJA.

Sumário

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Objetivos	14
1.1.1	Objetivo Geral	14
1.1.2	Objetivos Específicos	14
1.2	Justificativa	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	Componentes	16
2.1.1	Pneu	16
2.1.2	Cubo de roda	17
2.1.3	Manga de eixo	18
2.1.4	Bandejas de suspensão	18
2.1.5	Pivôs ou terminais rotulares	19
2.1.6	Braço de direção “Toe-link”	20
2.1.7	Junta Homocinética	20
2.1.8	Buchas de suspensão	21
2.1.9	Feixe de molas	22
2.1.10	Barra de torsão	23
2.1.11	Molas Helicoidais	24
2.2	Geometria de Suspensão	25
2.2.1	“Hotchkiss”	25
2.2.2	“Four Link”	26
2.2.3	Duplo A	27
2.2.4	“H-arm and Camber Link” (Braço H e link de cambagem)	27
2.2.5	“MacPherson”	28
2.2.6	“Multi-Link”	29
2.2.7	“Trailing Arm” (Braço Arrastado)	30
2.2.8	“Semi Traling Arm” (Semi Braço Arrastado)	30
2.2.9	“Swing Axle” (Eixo de Balanço)	31
2.3	Parâmetros	32
2.3.1	Cambagem	32
2.3.2	Pino mestre	32
2.3.3	“Kingpin inclination” (KPI)	34
2.3.4	<i>scrub radius</i> ou braço à terra	34
2.3.5	Caster	35
2.3.6	<i>caster trail</i>	37

2.3.7	Massa suspensa e não suspensa	37
2.3.8	Curso do sistema	38
2.3.9	Variação de bitola	38
2.3.10	Recessão das rodas	39
2.3.11	Centro instantâneo	39
2.3.12	Centro de rolagem	40
2.3.13	“Bump Steer”	40
2.3.14	Geometria de Ackerman.....	41
3	METODOLOGIA.....	42
3.1	Dinâmica vertical	42
3.2	Direção.....	44
3.3	Dinâmica lateral	45
4	RESULTADOS	52
4.1	Conjunto Dianteiro	54
4.2	Conjunto Traseiro.....	59
4.3	Dinâmica lateral	62
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	65
5.1	Conclusões	65
5.2	Sugestões para trabalhos futuros	68
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Pneu convencional.....	16
Figura 2. Cubo de roda com transmissão de potência.	17
Figura 3. Cubo de roda sem transmissão de potência.	18
Figura 4. Manga de eixo sem transmissão.....	18
Figura 5. Bandeja de suspensão.	19
Figura 6. Pivô de suspensão.....	19
Figura 7. Terminal rotular.	20
Figura 8. Braço de direção ou "toe link".....	20
Figura 9. Junta universal.	21
Figura 10. Junta homocinética ou JVC.....	21
Figura 11. Buchas de suspensão em borracha.....	22
Figura 12. Bucha de suspensão em nylon.	22
Figura 13. Feixe de molas.....	23
Figura 14. Mola do tipo barra de torsão.....	24
Figura 15. Barra estabilizadora (preta) utilizada na maioria dos automóveis modernos.....	24
Figura 16. Mola helicoidal associada a um amortecedor.....	25
Figura 17. Suspensão Hotchkiss.	26
Figura 18. Sistema de suspensão "four link".....	26
Figura 19. Suspensão do tipo Duplo A.	27
Figura 20. Suspensão do tipo "H-arm and camber link"	28
Figura 21. Geometria do tipo "Macpherson".	28
Figura 22. Geometria de suspensão "multi-link" com três links.....	29
Figura 23. Suspensão do tipo braço arrastado.	30
Figura 24. Geometria de suspensão de braço semi arrastado.....	31
Figura 25. Geometria de suspensão do tipo "swing axle".....	31
Figura 26. Cambagem neutra, negativa e positiva respectivamente.	32
Figura 27. Pino mestre de uma suspensão dependente.	32
Figura 28. Pino mestre na suspensão Duplo A.....	33
Figura 29. Pino mestre na suspensão MacPherson.	33
Figura 30. Inclinação do pino mestre ou KPI.....	34
Figura 31. Braço à terra.	35

Figura 32. Ângulo de caster.	35
Figura 33. Variação do ângulo de cambagem em função do ângulo de esterço das rodas, para Caster = 0°	36
Figura 34. Ângulo de camber x ângulo de esterço das rodas.	36
Figura 35. Caster trail.	37
Figura 36. Sistema massa mola no veículo.....	38
Figura 37. Bitola.....	39
Figura 38. Sistema convencional a esquerda e sistema com uma maior recessão das rodas a direita.	39
Figura 39. Definição do centro instantâneo de uma suspensão do tipo duplo A.....	40
Figura 40. Definição do centro de rolagem.....	40
Figura 41. Geometria de Ackerman.....	41
Figura 42. Razão de instalação.	42
Figura 43. Obstáculo em competições.	44
Figura 44. Ganho de cambagem favorável a curva.	45
Figura 45. Rolagem de um protótipo em curva.	48
Figura 46. Comportamento favorável a manobrabilidade do protótipo.	48
Figura 47. Vista posterior de um sistema de suspensão traseiro, apresentando <i>roll steer</i>	49
Figura 48. Gráfico característico com os 3 comportamentos distintos.	49
Figura 49. Raio de giro delimitado para realização do teste.....	51
Figura 50. Geometria duplo A.	52
Figura 51. Geometria “H-arm”.....	53
Figura 52. Geometria “Multi-link”.....	53
Figura 53: Modelagem atualizada com base na razão de instalação calculada.....	55
Figura 54: Ângulo de KPI e Scrub radius.	56
Figura 55: Ângulo de caster e caster trail.....	56
Figura 56: Variação da convergência em função do curso da cremalheira.	57
Figura 57: Variação de cambagem em função do curso da cremalheira.	58
Figura 58: Variação de convergência em função do curso da suspensão.	59
Figura 59. Deslocamento axial x deslocamento angular da homocinética da linha VW.....	60

Figura 60: Modelagem do sistema com a razão de instalação atualizada. .	61
Figura 61. Deslocamento angular em função do curso da suspensão.	61
Figura 62. Deslocamento axial da junta interna em função do curso da suspensão.	62
Figura 63. Variação de convergência em compressão.....	62
Figura 64: Protótipo com suspensão e direção finalizados visto de frente. .	67
Figura 65: Protótipo com suspensão e direção finalizados visto de trás.	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Aplicação de veículos e suas respectivas faixas de frequência.....	38
Tabela 2: Comparativo do sistema dianteiro entre os protótipos da equipe.	65
Tabela 3: Comparativo do sistema traseiro entre os protótipos da equipe.	66
Tabela 4: Comparativo entre alguns parâmetros chave da dinâmica lateral	66
Tabela 5: Comparativo entre parâmetros do sistema de direção	67

1 INTRODUÇÃO

Enquanto trafegar com veículos em vias pavimentadas é uma atividade constante, o uso destes para exploração, recreação, mineração, dentre outras atividades requer a utilização de veículos especiais. Em aplicações fora de estrada, diversos tipos de terreno podem ser encontrados e estes irão constantemente impor limitações severas ao desempenho do veículo. Um conhecimento mínimo do tipo de terreno em que o veículo em questão será aplicado é necessário para dimensioná-lo de maneira mais eficiente (Wong, 2001).

Com o intuito de aplicar os conhecimentos teóricos aprendidos em sala de aula, o programa BAJA SAE BRASIL tem como objetivo desafiar os alunos de engenharia, incentivando-os a participar da fabricação de um protótipo *off road*, dando a oportunidade de prepará-los para o mercado de trabalho. Com esse desafio lançado, os alunos têm a responsabilidade de adquirir os materiais que vão ser utilizados na fabricação do protótipo, os recursos financeiros para a construção e participação em competições propostas pelo BAJA SAE BRASIL, projetar e fabricar um veículo capaz de suportar os obstáculos do terreno *off road* que seja confortável e seguro para o piloto guiá-lo (Brasil, 2018).

A universidade pioneira no projeto BAJA SAE foi a Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, com a orientação do Dr. John F. Stevens, onde, em 1976, ocorreu a primeira competição BAJA SAE. Em 1991, a SAE BRASIL foi criada e, em 1994, o Projeto BAJA SAE BRASIL foi trazido para que os universitários brasileiros desenvolvessem os veículos (Brasil, 2018).

Neste trabalho se desenvolve a escolha e dimensionamento de cada um dos parâmetros relacionados à dinâmica vertical e lateral do sistema de suspensão e direção do próximo protótipo da equipe UCAM BAJA, levando em conta fatores externos como custos e facilidade de fabricação e manutenção. Este trabalho tem como objetivo documentar toda a fase de projeto destes subsistemas do terceiro carro da equipe UCAM BAJA, bem como facilitar os futuros projetos da equipe.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver um sistema de suspensão e direção capaz de lidar com todas as condições impostas nas competições BAJA SAE Brasil, ou seja, que proporcione recurso suficiente para transpor obstáculos como troncos e valas e garantir agilidade ao protótipo, para que este seja capaz de realizar os circuitos sinuosos propostos em competições.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Definir a bitola e entre eixos, dimensionando o ângulo de inclinação do pino mestre na vista frontal (KPI) e na vista lateral (CASTER).
- Determinar o ângulo de esterço das rodas, para atingir o raio de giro desejado.
- Determinar a rigidez e o curso ideal do sistema de suspensão, recessão das rodas, variação de cambagem do conjunto dianteiro e traseiro.
- Prever comportamento dinâmico do protótipo (*oversteer*, *understeer* ou neutro), realizando os devidos ajustes para atender o comportamento desejado.
- Dimensionar fatores como *roll steer* e *compliance steer*, para garantir o comportamento dinâmico desejado.
- Solucionar problemas do protótipo atual, como a dinâmica lateral, a falta de ajuste da bandeja traseira da cambagem e convergência e a bandeja dianteira estando sujeita à fadiga.

1.2 Justificativa

Durante as competições BAJA SAE, os sistemas de suspensão e direção são exigidos ao extremo, visto que os esforços envolvidos na transposição de troncos e buracos são bastante severos. Diversas equipes na competição sofrem com falhas nos componentes desse sistema, mostrando assim, a necessidade de um bom dimensionamento dos mesmos (Flatout, 2015).

Neste trabalho será desenvolvido todo o dimensionamento de um sistema de suspensão e direção de um protótipo tipo mini BAJA, selecionando a geometria base

que será aperfeiçoada com o uso de simulações cinemáticas para chegar ao modelo final do sistema.

Desta forma, a sequência de dimensionamento aqui apresentada poderá ser utilizada em projetos futuros de equipes, facilitando o desenvolvimento de um sistema de suspensão completo e capaz de suportar todas as necessidades de uma competição e, ainda, promover o devido conforto e dirigibilidade ao piloto durante as provas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Considerando os diversos parâmetros e componentes de um sistema de suspensão, o presente trabalho irá dividi-los em três grupos, sendo eles: componentes, geometria e parâmetros. Esta divisão visa facilitar o entendimento do sistema como um todo. O primeiro grupo se refere aos componentes que são todas as peças físicas do sistema de suspensão; o segundo grupo, das geometrias, é referente ao arranjo e empacotamento característico de cada uma delas e; o terceiro se refere aos parâmetros, que são todas as medidas que comandam o funcionamento de um sistema de suspensão e direção.

2.1 Componentes

2.1.1 Pneu

O pneu é definido como uma camada de borracha tipicamente inflada em torno da roda. A ideia do atual pneu foi concebida no século XV como uma camada metálica em torno da roda de madeira das carruagens. Apesar de bastante arcaica, esta ideia foi evoluindo constantemente, até chegar aos pneus que são usados em praticamente todo veículo automotor moderno, representados na Figura 1 (Oxford, 2018).



Figura 1. Pneu convencional
Fonte: Roger Pneus (2015)

As características de um pneu são de suma importância no comportamento dinâmico de um protótipo e devem ser devidamente analisadas, na maioria das vezes, por testes práticos, antes de se dimensionar a suspensão de um veículo. Como os

pneus possuem diversas variações, cada modelo de pneu deve ser ensaiado individualmente para uma coleta de dados precisa (Pacejka, 2005).

2.1.2 *Cubo de roda*

Peça forjada, fundida ou usinada, responsável pela montagem da roda à manga de eixo. Possui a furação correspondente a roda e, em caso de transmissão de potência, possui estrias correspondentes ao eixo de transmissão, como mostrado na Figura 2 (Zahl, 2016).



Figura 2. Cubo de roda com transmissão de potência.

Fonte: Zahl (2016)

Quando não há transmissão de potência, não existem estrias e, geralmente, o cubo já tem seu próprio rolamento, como se pode ver na Figura 3 (Zahl, 2016).



Figura 3. Cubo de roda sem transmissão de potência.
Fonte: Zahl (2016)

2.1.3 *Manga de eixo*

Parte do sistema de suspensão de todo automóvel. Pode ser observado, na Figura 4, que este componente é responsável por unir elementos, não só do sistema de suspensão como também sistema de freio, direção e, dependendo da aplicação, transmissão. Geralmente montado na dianteira dos veículos, mas, em alguns casos, também montado na traseira, este componente pivota em torno de uma estrutura ou de terminais rotulares para gerar o movimento de esterço do sistema. É fabricado geralmente por forja em aço, para suportar cargas extremas, porém pode ser usinado ou até mesmo soldado, em aplicações especiais (Zahl, 2016).



Figura 4. Manga de eixo sem transmissão.
Fonte: Zahl (2016)

2.1.4 *Bandejas de suspensão*

A Figura 5 apresenta o componente fundamental do sistema, que é responsável por ligar a manga de eixo ao chassi e travar os graus de liberdade do sistema. As características dinâmicas do veículo em aceleração, curva e frenagem são diretamente afetadas pelo dimensionamento deste componente e, sendo assim, deve-se dar bastante atenção aos detalhes (Nakata, 2018).

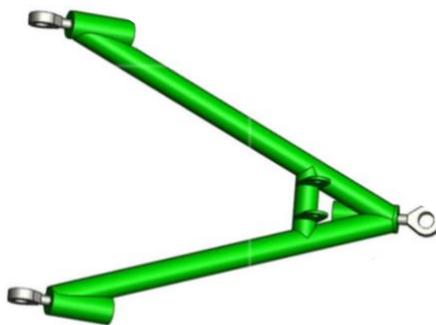


Figura 5. Bandeja de suspensão.
Fonte: Andrade (2013)

2.1.5 Pivôs ou terminais rotulares

Os pivôs (Figura 6) ou terminais rotulares (Figura 7) são responsáveis por permitir a articulação entre as bandejas e a manga de eixo, garantindo uma união firme, porém com liberdade para movimentar nas direções necessárias durante a compressão da suspensão, saltos, buracos e o esterço das rodas nas curvas. Fisicamente, o pivô ou terminal rotular consiste em uma rótula esférica de aço prensada em uma bucha de material autolubrificante, geralmente bronze ou nylon, com interferência suficiente para que estes não se separem durante o uso. Pivôs oferecem uma durabilidade maior, uma vez que a rótula e a bucha ficam protegidas e lubrificadas dentro de uma coifa. Já os terminais rotulares trabalham completamente expostos e tendem a deteriorar com o tempo (Cofap, 2018).



Figura 6. Pivô de suspensão.
Fonte: Nakata (2015)



Figura 7. Terminal rotular.
Fonte: Rocha (2015)

2.1.6 Braço de direção (*Toe-link*)

O braço de direção, muito referenciado pela literatura estrangeira como *toe link*, ilustrado na Figura 8, tem como função garantir o alinhamento das rodas na direção correta. Na dianteira, o *toe link* liga a caixa de direção, geralmente presa ao chassi ou sub-frame, à manga de eixo, oferecendo a articulação necessária para que a suspensão trabalhe livremente. Na traseira, em alguns modelos de suspensão mais complexos, o *toe-link* liga a manga de eixo ao chassi para garantir a cinemática correta do conjunto. Desta forma, o posicionamento e dimensionamento correto do *toe link* é de suma importância para que o sistema se comporte como planejado e ofereça máxima segurança ao piloto e passageiros (Dinamicarpneus, 2015).



Figura 8. Braço de direção ou *toe link*.
Fonte: Nakata (2015)

2.1.7 Junta Homocinética

Responsável por transmitir o torque do motor às rodas sem influenciar ou ser influenciado pelo trabalho da suspensão. A junta homocinética ou JVC (junta de velocidade constante) foi desenvolvida a partir das antigas juntas universais,

ilustradas na Figura 9, que possuíam o problema de variar a velocidade de transmissão de acordo com seu ângulo de trabalho, gerando um grande problema de desgaste no sistema como um todo. Na Figura 10 pode-se observar que as juntas homocinéticas utilizam esferas dispostas em cavidades devidamente ajustadas e, dessa forma, transmitem a rotação em ângulos de até 45°, com velocidade constante (Chiptronic, 2017).



Figura 9. Junta universal.
Fonte: CCS máquinas (2016)



Figura 10. Junta homocinética ou JVC.
Fonte: Nakata (2017)

2.1.8 Buchas de suspensão

As buchas de suspensão são responsáveis por fornecer a liberdade necessária para que as bandejas se articulem na fixação com o chassi. São geralmente feitas material elastômero, como a borracha, ilustrada no exemplo da Figura 11, de forma que a deflexão da mesma é suficiente para a articulação das bandejas. Porém, em alguns casos, utilizam-se buchas de material autolubrificante, como o nylon, vide o exemplo da Figura 12, para essas articulações. Em alguns projetos mais elaborados, a deformação elástica da borracha durante as manobras do

veículo é considerada e utilizada de forma a conseguir atingir o objetivo dinâmico desejado (Terra, 2017).



Figura 11. Buchas de suspensão em borracha.
Fonte: AUTOKITS (2013)



Figura 12. Bucha de suspensão em nylon.
Fonte: Peçaagora (2013)

2.1.9 *Feixe de molas*

As molas são responsáveis por sustentar o veículo e absorver os impactos em forma de energia potencial elástica e controlar o comportamento dinâmico do protótipo. Seu correto dimensionamento é de suma importância para que se possa desenvolver um bom veículo. Existem vários tipos de molas, dentre elas, feixe de molas, molas helicoidais, molas de torção e molas pneumáticas (Milliken, 1995).

Os feixes de molas como os da Figura 13 são amplamente utilizados para veículos pesados e são mais simples e baratos construtivamente. Porém, seu dimensionamento, ao contrário do que pode parecer, é mais complexo que os demais tipos de molas, uma vez que este pode trabalhar com mais variáveis que os outros tipos, como número de chapas, espessura das chapas, largura das chapas, comprimento, carregamento simétrico ou assimétrico, dentre outros. Com este amplo número de variáveis, seus recursos para atender às solicitações de projetos são bem vastos, porém sua instalação dificulta sua implementação em veículos mais compactos. O efeito elástico do sistema se baseia na flexão sofrida pelas chapas que compõem o feixe de molas, gerando uma deformação elástica no componente (Milliken, 1995).



Figura 13. Feixe de molas.
Fonte: Vilanova (2015)

Outra singularidade importante de ser mencionada neste tipo de mola é o amortecimento gerado pelo atrito entre as chapas que formam o feixe de molas. Parte da energia mecânica absorvida pelo sistema em forma de energia potencial elástica será dissipada em forma de calor por meio do atrito entre as chapas, gerando um fator de amortecimento intrínseco a este sistema. Em carruagens antigas, o amortecimento era puramente feito por este fator. Hoje em dia, é comum utilizar um lubrificante entre as chapas, para evitar este efeito (Milliken, 1995).

2.1.10 *Barra de torsão*

Molas do tipo barra de torsão consistem em uma barra que sofre deflexão torsional, como mostrado no diagrama da Figura 14. Este tipo de mola é utilizado em

praticamente todo veículo, principalmente nos mais modernos, que possuem barra estabilizadora como a da Figura 15 e sua rigidez é comumente expressada em unidade de torque por grau (N.m/°) (Milliken, 1995).

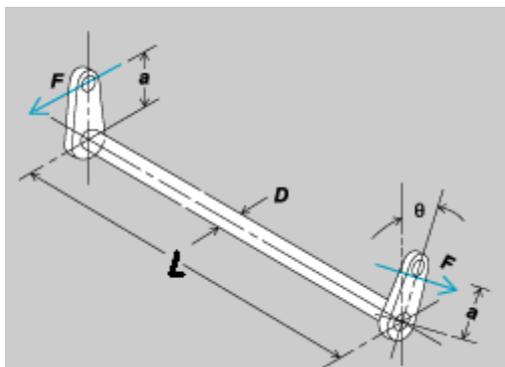


Figura 14. Mola do tipo barra de torsão.
Fonte: Martins (2013)



Figura 15. Barra estabilizadora (preta) utilizada na maioria dos automóveis modernos.
Fonte: vwinit (2011)

2.1.11 Molas Helicoidais

Molas helicoidais consistem em um arame moldado em forma de espiral e, por meio da torção deste arame, esta mola fornece uma rigidez linear, similar à barra de torsão. Este tipo de mola é muito comum na maioria dos veículos e é geralmente associada a um amortecedor, como mostrado na Figura 16 (Milliken, 1995).



Figura 16. Mola helicoidal associada a um amortecedor.
Fonte: Belltech (2016)

2.2 Geometria de Suspensão

A forma como a massa suspensa e a massa não suspensa de um veículo vão se ligar é de suma importância para definir o desempenho do carro. São algumas funções da suspensão de um automóvel: isolar o chassi das deformações do solo, manter a cambagem e as geometrias de direção, reagir às forças geradas pelos pneus, resistir a rolagem do chassi e manter o pneu em contato com o solo, com o mínimo de variação de carga vertical possível. Sendo assim, escolher a geometria ideal para a realidade de um projeto é essencial, tendo como fatores limitantes o custo, o espaço de empacotamento, facilidade de montagem e fabricação, dentre outros. Desta forma, diversas geometrias de suspensão foram desenvolvidas, a fim de suprir as mais variadas aplicações e necessidades de projetos automotivos (Bosch, 2015)

2.2.1 Hotchkiss

Geometria de suspensão dependente, era amplamente usada em automóveis de passeio nos anos de 1960, onde feixes de molas eram montados longitudinalmente, conectando as extremidades do chassi e conectando ao eixo próximo ao seu ponto central, fato exemplificado na Figura 17 (Gillespie, 1992).

É um sistema barato, se comparado com os outros modelos de suspensão. Consegue ter um bom desempenho em forças verticais, porém seu desempenho em forças laterais e longitudinais se torna bem limitado por tamanha simplicidade do sistema. (Gillespie, 1992)



Figura 17. Suspensão *Hotchkiss*.
Fonte: Adaptado de Dias (2017)

2.2.2 *Four Link*

Uma evolução das geometrias dependentes foi criada para suprir as deficiências do modelo com feixe de molas e é utilizada atualmente em alguns veículos de passeio e muitos veículos com aplicação *off-road*. Como se pode ver no sistema ilustrado pela Figura 18, foram adicionados braços inferiores e superiores, onde o inferior fornece controle longitudinal e os superiores absorvem as forças laterais. Além disso, substituiu-se o feixe de molas por molas helicoidais, mais eficientes, aumentando o conforto do condutor (Gillespie, 1992).

Apesar de mais caro que o modelo com feixe de molas, o *four link* oferece um melhor controle dos parâmetros de projeto, fazendo com que sua aplicação seja interessante em alguns casos (Gillespie, 1992).



Figura 18. Sistema de suspensão *four link*.
Fonte: Genright (2014)

2.2.3 Duplo A

Suspensão independente, comumente usada em automóveis com as mais diversas aplicações, que vão de uso *off-road* extremo à mais alta performance *on road*, como fórmula 1. Pode ser implementada tanto na traseira quanto na dianteira (Gillespie, 1992).

Esta geometria consiste em dois braços aproximadamente triangulares, como apresentado na Figura 19, que são responsáveis por controlar toda a cinemática do sistema. Desta forma, este sistema permite um controle preciso e praticamente independente de cada um dos parâmetros envolvidos no dimensionamento de uma suspensão, diferente da grande maioria das outras geometrias. Por isto, este modelo tende a ser a escolha mais comum em projetos pioneiros de alto desempenho (Milliken, 1995).



Figura 19. Suspensão do tipo Duplo A.
Fonte: Autor (2018)

2.2.4 *H-arm and Camber Link* (Braço H e link de cambagem)

O tipo de suspensão *H-arm and camber link*, ilustrado na Figura 20, é uma geometria similar ao sistema duplo A, onde o braço inferior, com a forma da letra “H”, controla as cargas longitudinais e laterais, enquanto o *link* superior, formado por uma única barra, controla a variação de cambagem e permite seu ajuste (Milliken, 1995).

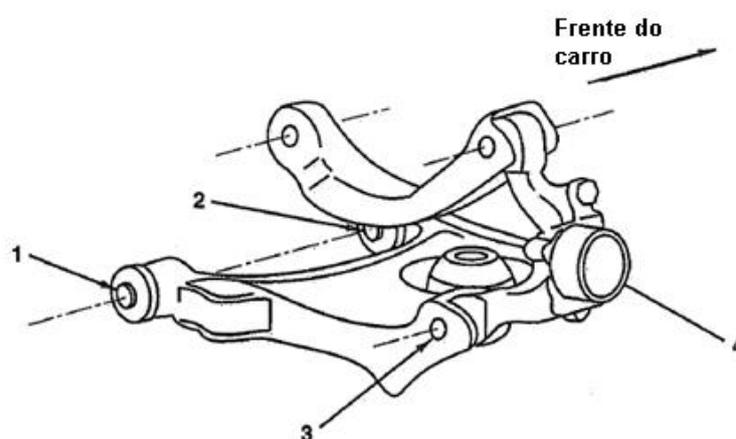


Figura 20. Suspensão do tipo *H-arm and camber link*
Fonte: Milliken (1995)

2.2.5 MacPherson

Earle S. MacPherson desenvolveu uma geometria onde o amortecedor se torna parte da estrutura desse modelo, tendo sua parte superior fixa ao chassi do veículo e sua parte inferior acoplada a um suporte que é incorporado à manga de eixo, participando ativamente do controle cinemático do sistema (Gillespie, 1992).

Na Figura 21, pode ser observada a pouca quantidade de peças no modelo MacPherson, oferecendo assim, vantagens no espaço de empacotamento. Graças à sua simplicidade e eficiência, vem equipando a grande maioria dos carros de pequeno porte modernos. Por outro lado, projetos pioneiros oferecem certa resistência à adoção deste modelo, visto que os amortecedores que acompanham esta geometria devem ser especialmente dimensionados para suportar suas solicitações dinâmicas, oferecendo um custo inicial mais elevado (Gillespie, 1992).

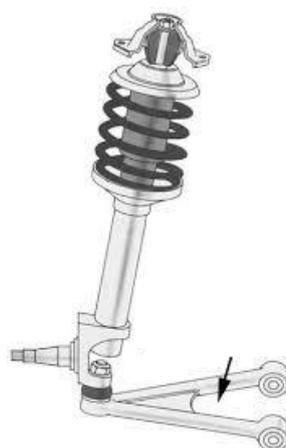


Figura 21. Geometria do tipo *Macpherson*.
Fonte: Gillespie (1992)

2.2.6 Multi-Link

Este modelo de suspensão utiliza vários links individuais para controlar a cinemática do conjunto. Sistemas com três links, exemplificado na Figura 22, quatro ou até cinco links são bastante aplicados, principalmente em veículos de luxo e alto desempenho. Podem ser ligados ao chassi com juntas esféricas ou buchas de borracha (Gillespie, 1992).

Por ser uma geometria formada por vários links individuais, estes links podem se adequar ao espaço disponível, sendo esta extremamente versátil, além de permitir um controle dos parâmetros quase tão preciso e eficiente quanto a geometria Duplo A (Milliken, 1995).



Figura 22. Geometria de suspensão *multi-link* com três links.
Fonte: Bertram (2018)

2.2.7 *Trailing Arm (Braço Arrastado)*

A Figura 23 mostra que este modelo de geometria de suspensão contém um braço que possui seu eixo pivô paralelo ao eixo da roda do veículo. Este sistema, apesar de ser bastante simples e oferecer vantagens quanto ao seu empacotamento e manutenção, apresenta um controle cinemático pobre, dificultando o dimensionamento dos parâmetros de projeto (Milliken, 1995).

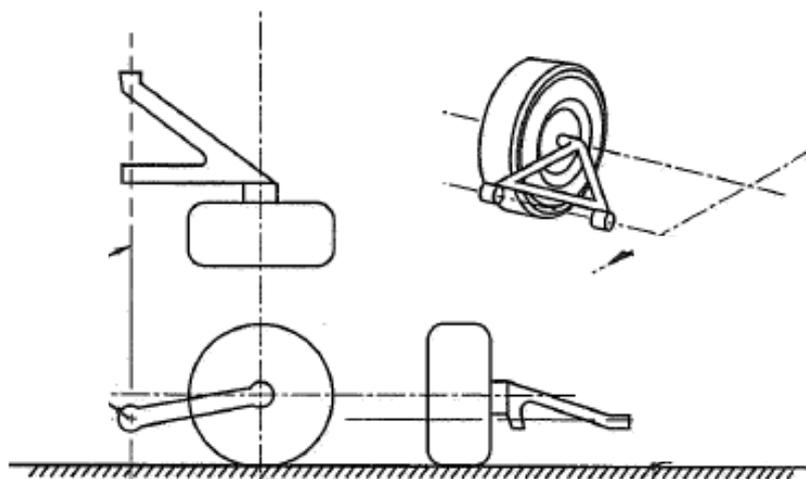


Figura 23. Suspensão do tipo braço arrastado.
Fonte: Milliken (1995)

2.2.8 “*Semi Traling Arm*” (*Semi Braço Arrastado*)

Uma evolução do sistema de braço arrastado é a geometria de braço semi arrastado, que, por meio da inclinação de seu eixo pivô, como mostrado na Figura 24, oferece um controle cinemático mais abrangente, permitindo variação de cambagem e convergência. Outra característica interessante deste sistema é o fato dele gerar o efeito conhecido como *roll steer*, permitindo que as rodas traseiras estercem durante as curvas em velocidade. Com suas vantagens de empacotamento, baixa complexidade e controle moderado de parâmetros, esta geometria se torna bem interessante de ser trabalhada (Milliken, 1995).

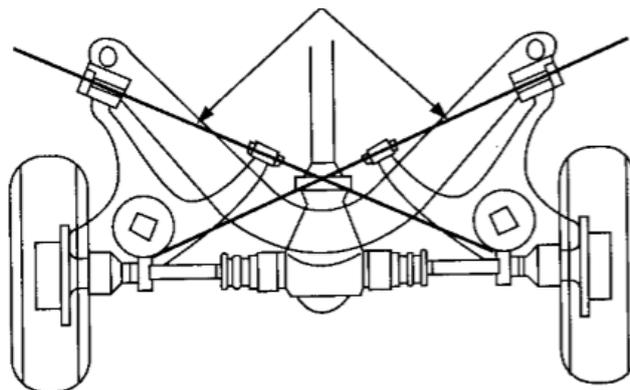


Figura 24. Geometria de suspensão de braço semi arrastado.
Fonte: Agevas (2015)

2.2.9 *Swing Axle (Eixo de Balanço)*

Na Figura 25 pode-se observar um eixo que gira na junta fixa adjacente ao diferencial ou redutor e um braço longitudinal, responsável por controlar as cargas de aceleração e frenagem, sendo o diferencial desse sistema, pela sua simplicidade. A variação de cambagem deste sistema depende inteiramente do comprimento do eixo e, desta forma, com eixos muito curtos, a variação de cambagem em compressão e extensão pode ser grande. Com isso, este sistema paga um preço alto pela sua simplicidade, oferecendo controle bastante limitado de seus parâmetros (Milliken, 1995).



Figura 25. Geometria de suspensão do tipo *swing axle*.
Fonte: Autor (2019)

2.3 Parâmetros

2.3.1 Cambagem

A cambagem do sistema de suspensão se define como o ângulo do plano central da roda com a vertical na vista frontal. O ângulo de cambagem é muito importante para controlar o comportamento dinâmico do veículo, uma vez que este será responsável por produzir o efeito conhecido como *camber thrust*, que tende a empurrar a roda na direção em que esta está inclinada. A cambagem possui três variações, que são cambagem positiva, quando a parte superior dos pneus está apontada para fora do veículo, cambagem neutra, quando não há inclinação na roda e cambagem negativa, quando a parte superior dos pneus está apontada para o interior do veículo. A Figura 26 ilustra as 3 configurações de cambagem descritas (Gillespie, 1992).



Figura 26. Cambagem neutra, negativa e positiva, respectivamente.
Fonte: Tecnicarreparos (2017)

2.3.2 Pino mestre

O pino mestre é um eixo em torno do qual as rodas exercem o movimento de esterço, durante as manobras de curva. Desta forma, o comportamento do sistema irá se basear no posicionamento deste eixo. Em suspensões dependentes, o pino mestre é um eixo físico em que a manga de eixo é montada, de forma similar ao sistema ilustrado na Figura 27 (Milliken, 1995).

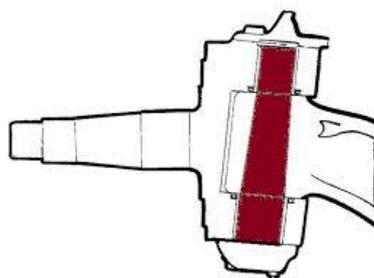


Figura 27. Pino mestre de uma suspensão dependente.
Fonte: Trucks (2016)

Já em suspensões independentes, que foram introduzidas pela Cadillac ao mercado na década de 30 e equipam a grande maioria dos veículos de pequeno e médio porte nos dias de hoje, o pino mestre se tornou um eixo virtual, como apresentado na Figura 28 pela linha tracejada, definido por um eixo imaginário que cruza o centro das duas rótulas no sistema de Duplo A. Na Figura 29 é apresentado o pino mestre em outra geometria de suspensão bastante comum, a *MacPherson*, onde o pino mestre é definido pelo eixo da coluna de suspensão, representado pela linha azul (Gillespie, 1992).

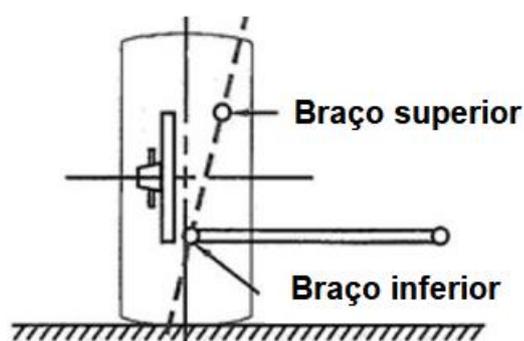


Figura 28. Pino mestre na suspensão Duplo A.
Fonte: Milliken (1995)

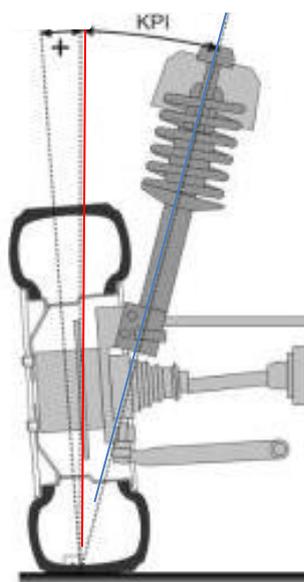


Figura 29. Pino mestre na suspensão *MacPherson*.
Fonte: Ferreira (2017)

2.3.3 Inclinação do pino mestre (*KPI*)

A inclinação do pino mestre, mais conhecida como KPI é o ângulo do pino mestre com o eixo vertical na vista frontal. O eixo vertical e o pino mestre estão ilustrados em vermelho na Figura 30 (Milliken, 1995).

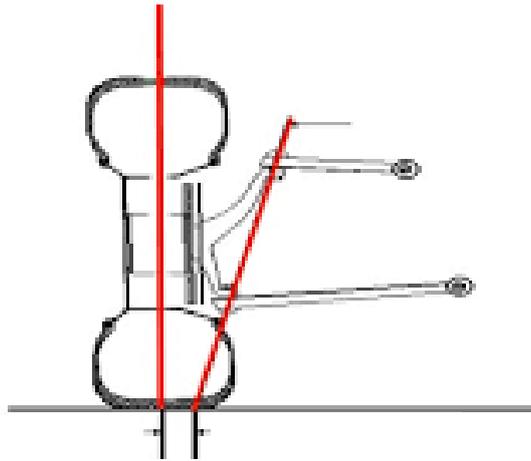


Figura 30. Inclinação do pino mestre ou KPI.
Fonte: Secrets, S (2017)

2.3.4 *Scrub radius* ou braço à terra

O braço à terra é a distância do plano central da roda ao eixo do pino mestre no chão, na vista frontal. Caso o braço à terra seja excessivo no sistema, durante uma frenagem ou aceleração, o sistema sofrerá um torque, tendendo a esterçar as rodas. O KPI deve existir para minimizar o braço à terra, que, por sua vez, irá aumentar a estabilidade do sistema. Observando a Figura 31, é possível entender melhor a relação entre KPI e braço à terra (Milliken, 1995).

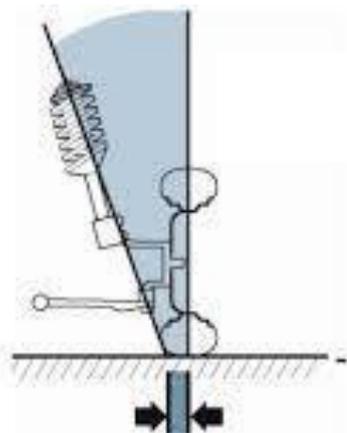


Figura 31. Braço à terra.
Fonte: Kumar (2016)

2.3.5 Caster

O ângulo de caster se define como o ângulo do pino mestre com a vertical na vista lateral. Na Figura 32 é apresentado o ângulo de caster entre as duas linhas tracejadas. Definindo o ângulo de KPI, com base no braço à terra, ainda sem considerar o caster, tem-se um gráfico de variação de cambagem x ângulo de esterço similar ao da Figura 33, com o sistema gerando cambagem positiva nas duas direções de esterço (Gillespie, 1992).

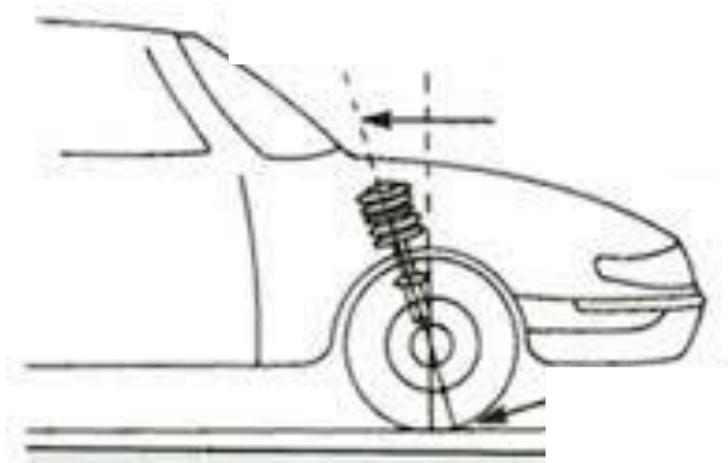


Figura 32. Ângulo de caster.
Fonte: Aaron (2015)

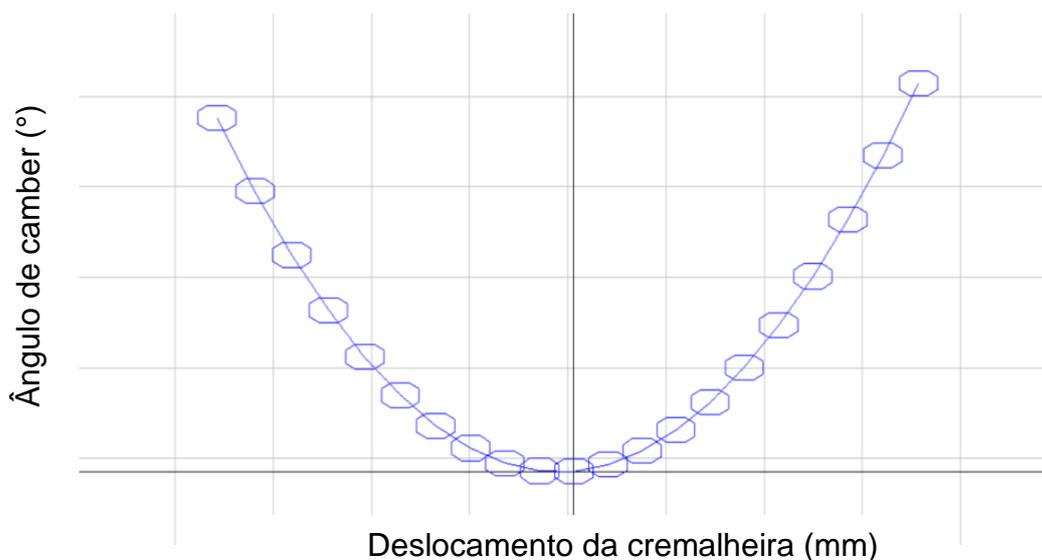


Figura 33. Variação do ângulo de cambagem em função do ângulo de esterço das rodas, para Caster = 0°

Fonte: Autor (2018)

Tendo em mente o efeito de *camber thrust* é simples entender o problema gerado por este comportamento. Em uma cambagem positiva, a roda externa à curva tenderia empurrar o carro para fora da curva, reduzindo sua estabilidade. Para contrapor este efeito, o caster deve possuir uma angulação suficiente para que a roda externa à curva ganhe cambagem negativa e ajude a manter o veículo na trajetória desejada. A Figura 34 mostra o mesmo gráfico, porém com o ângulo de caster devidamente dimensionado para gerar a cambagem negativa na roda externa. Sistemas com este tipo de comportamento equipam a grande maioria dos carros modernos e o mesmo pode ser facilmente identificado quando, totalmente esterçado, a roda externa à curva possui cambagem aproximadamente neutra e a roda interna apresenta cambagem positiva (Milliken, 1995).

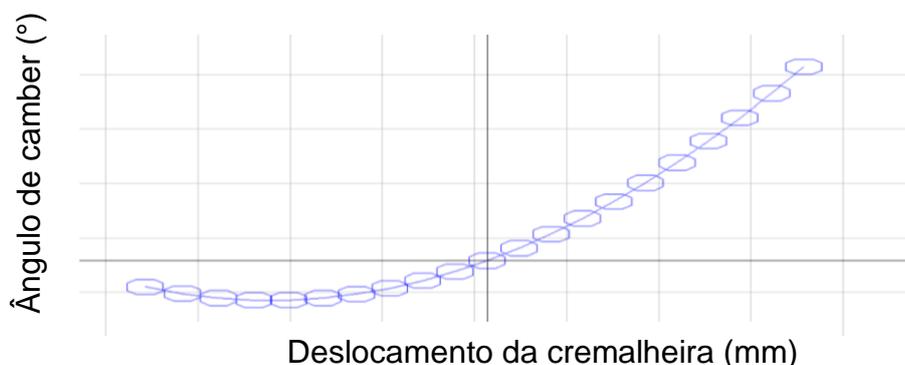


Figura 34. Ângulo de camber x ângulo de esterço das rodas.

Fonte: Autor (2018)

2.3.6 *Caster trail*

O *caster trail* consiste na distância do pino mestre ao plano central da roda na vista lateral, ilustrada na Figura 35. Este parâmetro é responsável pelo auto alinhamento do sistema, visto que, ao se fazer uma curva, a força de atrito entre o pneu e o terreno gera uma força lateral, que resulta em um momento proporcional ao *caster trail*, exercendo uma força contrária ao comando do piloto. Este parâmetro deve ser corretamente dimensionado para que exerça sua função de auto alinhamento, aumentando a estabilidade do veículo, porém, sem prejudicar o conforto do piloto ao executar manobras, visto que o esforço auto alinhante é contrário ao movimento normal de esterço das rodas (Milliken, 1995).

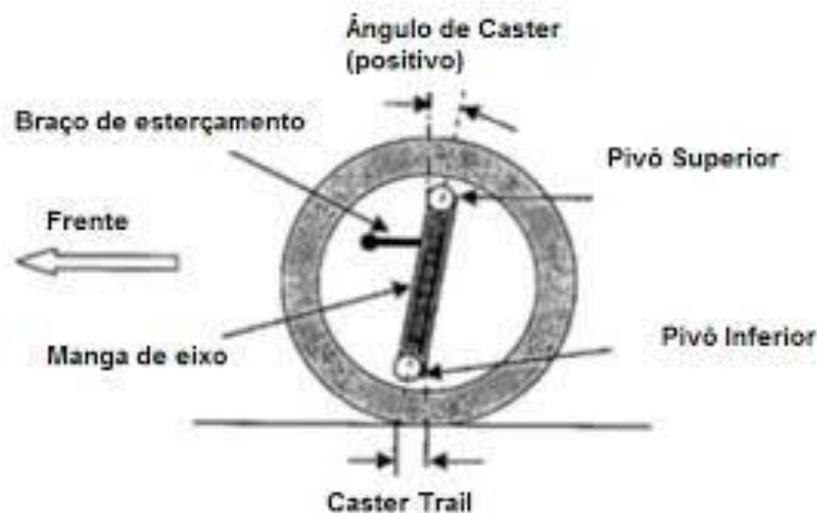


Figura 35. *Caster trail*.
Fonte: Milliken (1995)

2.3.7 *Massa suspensa e não suspensa*

Considerando o sistema de suspensão como um sistema massa mola, pode-se definir como massa suspensa tudo que está sustentado pela mola e massa não suspensa como tudo aquilo que está abaixo da mola. Na Figura 36 é possível entender como é feita a análise do sistema de suspensão do veículo com base no modelo massa mola (Gillespie, 1992).

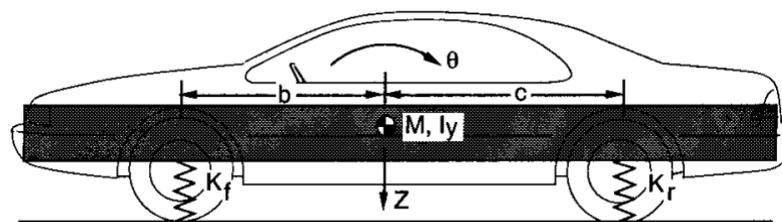


Figura 36. Sistema massa mola no veículo.
Fonte: Gillespie (1992)

Ainda analisando o protótipo como um sistema massa mola, é possível realizar um estudo com base na frequência natural não amortecida do sistema e, com base nesta frequência, é possível determinar a rigidez ideal da suspensão do protótipo. As faixas de frequência natural não amortecida mais comuns e suas respectivas aplicações são apresentadas na Tabela 1 (Gillespie, 1992).

Tabela 1. Aplicação de veículos e suas respectivas faixas de frequência.

Tipo de veículo	Faixa de frequências naturais
Carros de passeio	1 – 1,5 Hz
Carros esportivos	1,5 – 2 Hz
Carros de competição	2 – 2,5 Hz

Fonte: Chagas (2017)

2.3.8 Curso do sistema

O curso do sistema se refere ao deslocamento vertical das rodas e deve ser mensurado com base no deslocamento do centro da roda e calculado especificamente para cada tipo de aplicação, uma vez que aplicações *off-road* necessitam de um curso mais elevado quando comparadas a veículos de alta performance *on road* (Gillespie, 1992).

2.3.9 Variação de bitola

A bitola se refere à distância entre o plano central das rodas de lados opostos, exemplificada na Figura 37. Durante o funcionamento da suspensão, existe uma variação de bitola de acordo com a geometria e o empacotamento do sistema. Esta variação se refere ao deslocamento lateral, tomando como base o centro da roda (Gillespie, 1992).

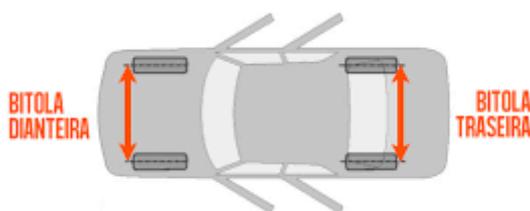


Figura 37. Bitola.
Fonte: Flatout (2015)

2.3.10 Recessão das rodas

Em praticamente todos os sistemas de suspensão, as rodas, além de se deslocarem verticalmente e lateralmente, também se deslocam longitudinalmente e este efeito pode ser manipulado de forma a aumentar a performance. Na Figura 38 observa-se um sistema convencional com pouco deslocamento longitudinal e um sistema melhorado, que oferece uma recessão maior nas rodas (Gillespie, 1992).



Figura 38. Sistema convencional a esquerda e sistema com uma maior recessão das rodas a direita.
Fonte: Can Am (2016)

2.3.11 Centro instantâneo

O centro instantâneo do sistema ou *instant center* é definido como o ponto pivô comum aos links do sistema. Definindo este ponto, é possível analisar diversos outros parâmetros, como, por exemplo, a variação de cambagem. A Figura 39 mostra a definição do centro instantâneo de um sistema genérico Duplo A (Milliken, 1995).

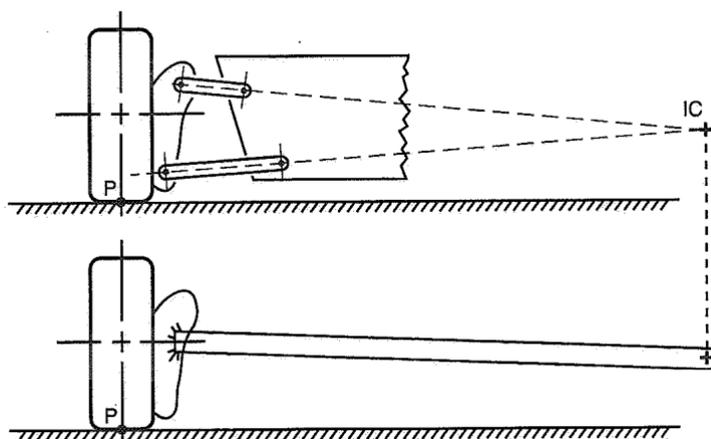


Figura 39. Definição do centro instantâneo de uma suspensão do tipo duplo

A

Fonte: Milliken (1995)

2.3.12 Centro de rolagem

O centro de rolagem ou *roll center* pode ser definido por uma linha traçada do centro de contato do pneu ao centro instantâneo do sistema. Considerando uma suspensão simétrica, o centro de rolagem será definido no ponto em que esta linha cruzar o plano de simetria do carro na vista frontal, situação apresentada na Figura 40. Este ponto define onde ocorre a transferência de cargas entre a massa suspensa e a massa não suspensa. Traçando um eixo imaginário entre os centros de rolagem dianteiro e traseiro, se obtém o eixo de rolagem ou *roll axis* do protótipo.

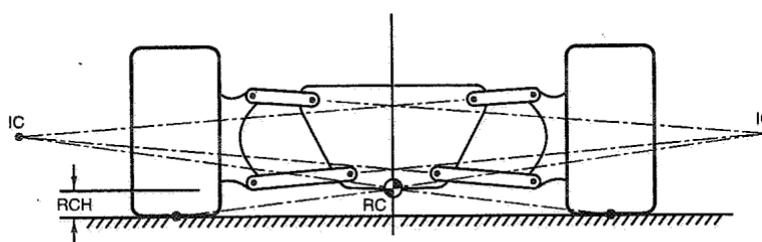


Figura 40. Definição do centro de rolagem.

Fonte: Milliken (1995)

2.3.13 Bump Steer

Quando a suspensão comprime ou se estende, a direção pode ter movimentos involuntários, prejudicando o controle de estabilidade do veículo, efeito denominado *bump steer*. Para eliminar ou minimizar este problema é necessário modificar a altura de fixação de uma das extremidades do braço de direção. Para

realizar as alterações, deve-se considerar o tipo de suspensão utilizada e os parâmetros cinemáticos desejáveis ao sistema. Este efeito se manifesta de forma mais acentuada nas geometrias de suspensão independentes convencionais, como Duplo A e MacPherson (Puhn, 1976).

2.3.14 Geometria de Ackerman

Criada para solucionar problemas das carruagens que se quebravam ao fazer curvas fechadas, surge a geometria de Ackerman, no século XVI. A geometria visa solucionar o problema de que, com as rodas paralelas durante curvas mais acentuadas, as trajetórias descritas pelos pneus entram em conflito por não descreverem arcos concêntricos e, junto a isso, o veículo apresenta instabilidade e elevados níveis de desgastes. Rudolph Ackerman patenteou o conjunto geométrico do sistema de direção que compensa a diferença entre os raios dos arcos gerados pelas rodas internas e externas, de forma que ambos sejam concêntricos. A Figura 41 mostra que, para isso, os ângulos de esterço devem ser diferentes (Carlos, 2008).

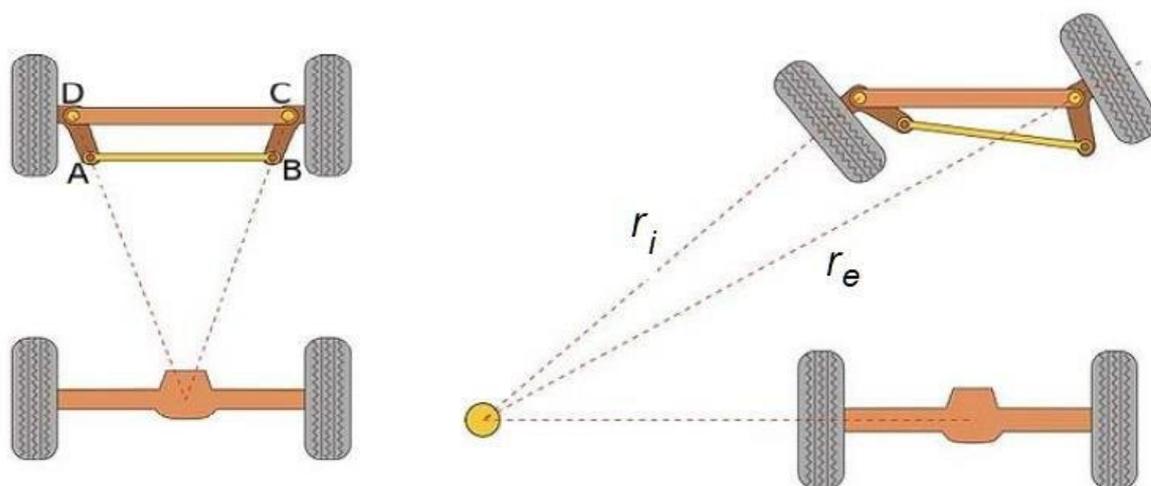


Figura 41. Geometria de Ackerman.
Fonte: Silva (2017)

3 METODOLOGIA

A seguir será desenvolvida a metodologia para se dimensionar e determinar todos os parâmetros descritos anteriormente.

3.1 Dinâmica vertical

Tendo em vista que a competição BAJA SAE impõe obstáculos severos, a faixa de frequências adotada pela maioria das equipes se refere a aplicação de carros de passeio. Com a frequência definida, é possível realizar operações matemáticas para calcular a razão de instalação ideal em função da rigidez da mola, já conhecida (Chagas, 2017).

A razão de instalação se define como a razão entre as distâncias do ponto pivô da bandeja “P” à fixação do elemento de sustentação “S” e a distância do ponto pivô da bandeja ao centro da roda “W”, como pode-se ver na Figura 42 e na Equação 1.

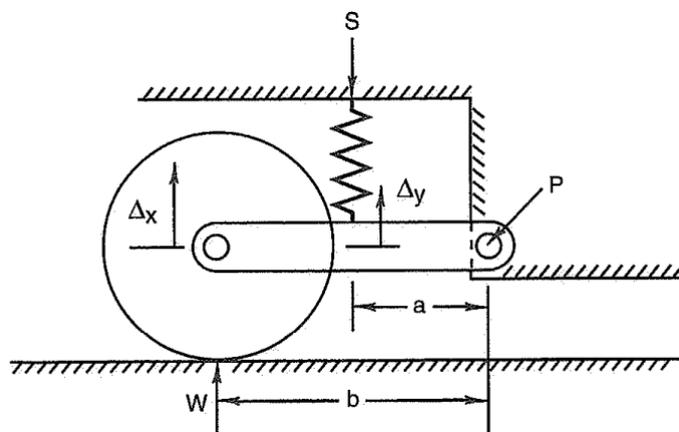


Figura 42. Razão de instalação.
Fonte: (Milliken, 1995)

$$IR = a/b \quad (1)$$

Onde:

- IR = razão de instalação (adimensional)
- a = distância do ponto pivô P ao ponto da mola S (mm);
- b = distância do ponto pivô P ao ponto central da roda W (mm).

Através da Equação 2, transfere-se a rigidez da mola ao centro da roda, considerando a razão de instalação:

$$K_w = (K_s * IR^2) \quad (2)$$

Onde:

- $K_w =$ Rigidez da suspensão no centro da roda (N/m);
- $K_s =$ Rigidez da mola (N/m).

Dos cálculos de vibrações relacionados a frequência natural não amortecida de um sistema massa mola, segue a Equação 3:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_w}{W_s}} \quad (3)$$

Onde:

- $f_n =$ Frequência natural (Hz);
- $W_s =$ massa suspensa do protótipo (Kg).

Substituindo K_w pela Equação 2, segue a Equação 4:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{(K_s * IR^2)}{W_s}} \quad (4)$$

Isolando a razão de instalação, segue a Equação 5:

$$IR = \sqrt{\frac{(2\pi * f_n)^2 * W_s}{K_s}} \quad (5)$$

Com isso, foi possível determinar o exato posicionamento da mola em função do comprimento da bandeja de suspensão, para garantir a frequência natural desejada.

Segundo o critério de Olley apresentado por Gillespie (1992), a frequência natural dianteira deve ser aproximadamente 30% mais baixa que a traseira, para evitar desconfortos durante a condução.

O vão livre, que diz respeito à altura do solo ao ponto mais baixo do protótipo, deve ser suficiente para superar os obstáculos das competições, como o da Figura 43. E, conhecendo isto, é possível determinar a posição ideal para fixar o sistema mola/amortecedor no chassi, com o auxílio de um software de modelagem 3D.



Figura 43. Obstáculo em competições.
Fonte: UPF (2016)

A recessão nas rodas deve ser corretamente dimensionada para garantir conforto e capacidade de superar obstáculos que gerem impactos frontais como grandes troncos e valas, evitando falhas prematuras em seus componentes. É recomendável o uso de simulações dinâmicas de multicorpos para determinar corretamente este parâmetro (Chagas, 2019) .

3.2 Direção

Os ângulos de esterço das rodas externas e internas, considerando a geometria de Ackerman, podem ser definidos segundo as equações 6 e 7, que levam em conta dimensões do protótipo e o raio de giro desejado.

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \right) \quad (6)$$

$$\delta_o = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \right) \quad (7)$$

Onde:

- δ_i = ângulo de esterço interno (°);
- δ_o = ângulo de esterço externo (°);
- L = distância entre eixos (mm);

- $R = \text{raio de giro desejado (mm)}$.
- $t = \text{bitola média (mm)}$

As variáveis de KPI e caster podem ser dimensionadas com base em simulações dinâmicas em softwares, para que se encontrem os valores ideais. Neste estudo, os softwares utilizados foram o *Autodesk Inventor Professional*, para modelagem 3D e o *Lotus Suspension Analysis*, para otimização dos parâmetros apresentados. A proposta é de que o braço à terra seja o mais próximo de zero possível, reduzindo os esforços atuantes sobre o sistema de direção e que o caster seja dimensionado para garantir que ambas as rodas ganhem cambagem na direção da curva, de forma similar ao protótipo na Figura 44.



Figura 44. Ganho de cambagem favorável a curva.
Fonte: UMBC (2016)

3.3 Dinâmica lateral

O próximo passo é definir a posição do centro instantâneo do sistema e, conseqüentemente, a altura do centro de rolagem.

Durante as manobras de curva, o protótipo sofre uma aceleração no seu centro de gravidade (CG), que, multiplicada pela massa suspensa, irá gerar uma força que será transmitida às rodas pelo centro de rolagem, gerando uma transferência lateral de carga no protótipo, desigual entre os eixos dianteiro e traseiro, devido a características da suspensão. Essa transferência lateral de carga é oriunda de três componentes principais: a transferência lateral de carga por meio da massa não suspensa, a transferência lateral de carga direta e a transferência lateral de carga pela rolagem, que é denominada como o giro da massa suspensa em torno do seu eixo de

rolagem. A soma dessas componentes atuantes nos dois eixos resulta na transferência lateral de carga total, dada pela Equação 8 (Santos, 2015).

$$\Delta W = \frac{W * A_y * h}{t} \quad (8)$$

Onde:

- $\Delta W =$ Transferência lateral de carga total (N);
- $W =$ Peso do protótipo (N);
- $A_y =$ Aceleração lateral (g);
- $h =$ Altura do CG (mm);
- $t =$ Bitola média (mm).

É necessário conhecer qual a parcela dessa transferência total lateral de carga atua em cada um dos eixos para se prever o comportamento dinâmico do protótipo. Durante uma curva, os pneus exercem uma força lateral devida ao atrito, opondo-se à força centrífuga e mantendo o protótipo na trajetória. Desta forma, quando a força centrífuga vence a força lateral gerada pelos pneus, o veículo derrapa. Os pneus, em geral, apresentam uma característica de que a força lateral gerada não depende somente da força normal aplicada a ele, ou seja, a medida que a carga vertical sobre um pneu aumenta, seu ganho de capacidade de gerar força lateral não cresce proporcionalmente, gerando uma não linearidade em seu comportamento. Este efeito é explorado no controle da distribuição da transferência lateral de carga entre os eixos dianteiros e traseiros, de forma que o eixo que possuir a maior parcela da transferência lateral de carga terá uma tendência a perder sua estabilidade primeiro. No caso do protótipo BAJA é interessante que o primeiro eixo a perder estabilidade seja o traseiro, gerando um comportamento *oversteer* e melhorando sua capacidade de manobra em curvas apertadas. Para isso, a geometria de suspensão deve ser trabalhada corretamente, para que a parcela da transferência lateral de carga na traseira seja maior que a dianteira. Para calcular esta parcela em um único eixo, utiliza-se a Equação 9 (Santos, 2015).

$$\Delta W_a = \frac{(W_s * A_y)}{t} * \left[h_s * \left(\frac{K_{\theta a} + W_s * h_s * \frac{l-x}{l}}{K_{\theta F} + K_{\theta R} - W_s * h_s} \right) + \frac{l-x}{l} * Z_{RC} \right] + \frac{W_{ua} * A_y}{t} * Z_{ua} \quad (9)$$

Onde:

- $\Delta W_a =$ Transferência de carga no eixo analisado (N);
- $W_s =$ Peso suspenso no eixo analisado (N);
- $A_y =$ Aceleração lateral (g);
- $t =$ Bitola no eixo analisado (mm);
- $h_s =$ Distância perpendicular do CG da massa suspensa ao eixo de rolagem (mm);
- $K_{\theta a} =$ Rigidez a rolagem do eixo analisado (Nm/°);
- $l =$ Distância entre eixos (mm);
- $x =$ Distância do CG da massa suspensa ao eixo oposto ao analisado (mm);
- $K_{\theta F} =$ Rigidez a rolagem do eixo dianteiro (Nm/°);
- $K_{\theta R} =$ Rigidez a rolagem do eixo traseiro (Nm/°);
- $Z_{RC} =$ Altura do centro de rolagem no eixo analisado (mm);
- $W_{ua} =$ Peso da massa não suspensa no eixo analisado (N);
- $Z_{ua} =$ Altura do CG da massa não suspensa (mm).

Na Figura 45 está ilustrado um fenômeno que ocorre em veículos com suspensões independentes durante este movimento de rolagem, que se denomina *roll induced camber* ou cambagem induzida pela rolagem. Durante a curva, o protótipo sofre uma torção que, por sua vez, irá gerar uma variação na cambagem, apontando as rodas para fora da curva. Essa cambagem tende a empurrar o protótipo para fora da trajetória e deve ser contraposta, caso a perda de estabilidade seja prejudicial a aplicação do protótipo (Gillespie, 1992).

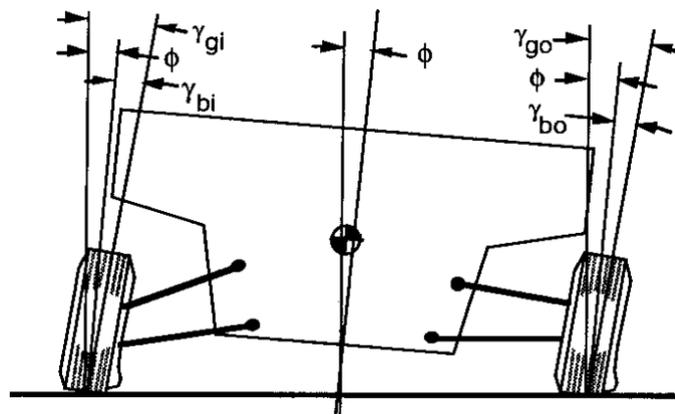


Figura 45. Rolagem de um protótipo em curva.
Fonte: Gillespie (1992)

Existem, principalmente, duas maneiras de gerar a variação de cambagem necessária. A variação durante o esterço, oriunda dos ângulos de KPI e caster e a variação durante a compressão e extensão da suspensão. Na Figura 45 é possível observar que durante a rolagem, a suspensão da roda externa à curva comprime, enquanto a suspensão do lado oposto estende. Sendo assim, uma das formas de contrapor o efeito da cambagem gerada pela rolagem é dimensionar o sistema de suspensão para tal finalidade, posicionando corretamente seu centro instantâneo. A segunda solução é dimensionar o sistema de direção, em especial, o ângulo de caster, para garantir um ganho de cambagem suficiente para contrapor a rolagem. Esta segunda solução pode não ser viável por exigir um valor de caster elevado e gerar desconforto ao piloto para executar manobras, devido ao momento auto alinhante.

Tendo em vista as provas em que o protótipo em questão será testado, é interessante que este apresente um comportamento de *oversteer*, de forma similar ao da Figura 46.



Figura 46. Comportamento favorável a manobrabilidade do protótipo.
Fonte: BAJA SAE NEU (2015).

Desta forma, na suspensão traseira, o objetivo é reduzir a estabilidade para melhorar as capacidades de manobra do protótipo e, para isso, utiliza-se o mecanismo conhecido como *roll steer*, que é o esterço das rodas gerado pelo movimento vertical da suspensão, similar ao que se pode ver na Figura 47. Desta forma, as rodas irão esterçar durante a rolagem em curvas do protótipo, favorecendo o sobreesterço.

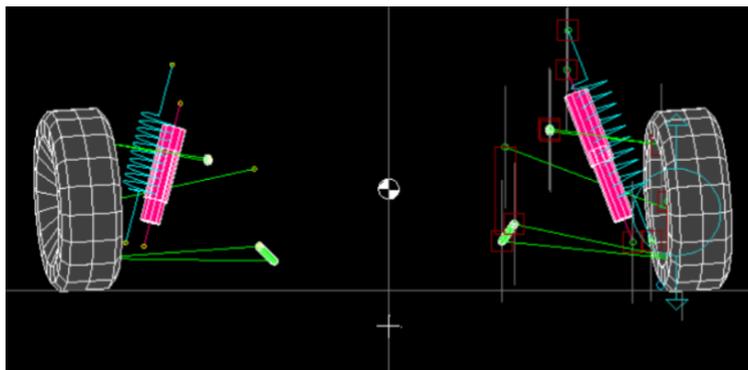


Figura 47. Vista posterior de um sistema de suspensão traseiro, apresentando *roll steer*.

Fonte: Autor (2018)

Para quantificar o quanto de *roll steer* deve ser aplicado, foi adotado o conceito proposto por Gillespie (1992) de gradiente de subesterço. Este gradiente é expresso em $^{\circ}/g$ e se refere à variação do ângulo de esterço em função do ganho de aceleração lateral. Se o gradiente for positivo, o protótipo está saindo de frente, se for igual a zero, o protótipo está neutro ou saindo com as 4 rodas e, se for negativo o protótipo está saindo de traseira. A Figura 48 apresenta um gráfico mostrando as 3 situações (Gillespie, 1992).

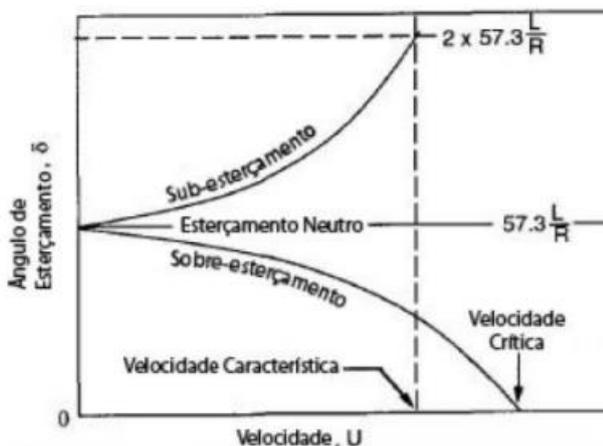


Figura 48. Gráfico característico com os 3 comportamentos distintos.

Fonte: Gillespie (1992).

Para quantificar a influência do *roll steer*, é possível calcular o gradiente de subesterço através da Equação 10:

$$K_{roll\ steer} = (\varepsilon_f - \varepsilon_r) d\theta/da_y \quad (10)$$

Onde:

- $K_{roll\ steer}$ = Gradiente de subesterço do *roll steer* ($^{\circ}/g$);
- ε_f = Coeficiente de *roll steer* dianteiro (adimensional);
- ε_r = Coeficiente de *roll steer* traseiro (adimensional);
- $d\theta/da_y$ = gradiente de rolagem ($^{\circ}/g$).

Sendo:

$$d\theta/da_y = \frac{W \cdot h_l}{(K_{\theta f} + K_{\theta r} - W \cdot h_l)} * \frac{180}{\pi} \quad (11)$$

Onde:

- W = peso suspenso do protótipo (N);
- $K_{\theta f}$ = Rigidez à rolagem do sistema dianteiro (Nm/rad);
- $K_{\theta r}$ = Rigidez à rolagem do sistema traseiro (Nm/rad);
- h_l = Distância perpendicular do centro de gravidade ao eixo de rolagem (m).

Tem – se ainda que :

$$K_{\theta} = K_s * 0,5 * t^2 \quad (12)$$

Onde:

- K_s = constante elástica da suspensão (N/m);
- t = Bitola (m).

O resultado da equação 10 deve resultar em um valor negativo, para garantir que o protótipo irá sair de traseira. Com o protótipo já construído, este deve ser validado para garantir que seu gradiente de subesterço é negativo, ou seja, possui comportamento *oversteer*. Para isso, existe o teste conhecido como *skidpad*. Este teste consiste em delimitar um raio de giro constante, de forma similar a Figura 49 e

variar a velocidade gradativamente, até que o protótipo perca totalmente sua estabilidade. Para realizar este teste, é necessária instrumentação eletrônica para captar a aceleração lateral sofrida pelo protótipo, bem como o ângulo de esterço das rodas. Com os valores devidamente armazenados, é possível plotar o gráfico característico do protótipo e validar seu comportamento dinâmico numericamente.



Figura 49. Raio de giro delimitado para realização do teste.
Fonte: Monash motorsport (2016).

4 RESULTADOS

O primeiro passo feito no dimensionamento da suspensão do protótipo da equipe UCAM BAJA foi a definição de qual geometria seria utilizada, visando suprir as necessidades do projeto. A geometria escolhida para desenvolver o sistema de suspensão dianteiro foi o duplo A, apresentado na Figura 50, pela simplicidade da fabricação e pela liberdade do controle dos parâmetros cinemáticos.



Figura 50. Geometria duplo A.
Fonte: Autor (2019).

Seguindo a premissa descrita anteriormente, dois modelos de geometria foram selecionados para a suspensão traseira do potótipo da equipe UCAM BAJA. A *H-arm*, apresentada na Figura 51, em que sua simplicidade construtiva e o fácil controle dos parâmetros, foram o diferencial para sua escolha. E a segunda geometria foi a *multi-link*, mostrada na Figura 52, por possuir bom controle dos parâmetros cinemáticos e por ser possível utilizar buchas de borracha flexível.



Figura 51. Geometria H-arm.
Fonte: Autor (2019).



Figura 52. Geometria Multi-link.
Fonte: Autor (2019).

Com estas duas opções apresentadas para a suspensão traseira, o presente trabalho vai se aprofundar na geometria *H-arm*, pela sua simplicidade de fabricação. A segunda geometria fica como opção para os próximos protótipos da equipe UCAM BAJA.

4.1 Conjunto Dianteiro

Através da Equação 5, foi possível definir a razão de instalação do sistema dianteiro em função da mola já utilizada pela equipe UCAM BAJA, que possui $K_s = 17KN/m$.

Devido ao empacotamento do modelo desenvolvido, o conjunto mola amortecedor possui um ângulo de 23° em relação à bandeja de sustentação. Sendo assim, utilizou-se da Equação 13 para decompor a força e encontrar aproximadamente a resultante efetiva.

$$K'_s = K_s * \sin \theta \quad (13)$$

$$K'_s = 17000 * \sin 23$$

$$K'_s = 6642 \text{ N/m}$$

Com a rigidez efetiva da mola definida, foi possível calcular a razão de instalação do sistema por meio da Equação 5:

$$IR = \sqrt{\frac{(f_n * 2\pi)^2 * W_s}{K'_s}} \quad (5)$$

$$IR = \sqrt{\frac{(1,5 * 2\pi)^2 * 29,75}{6642}}$$

$$IR = 0,63$$

Com base na razão de instalação e rigidez da mola, foi definida a rigidez da suspensão, que será aplicada nos cálculos de dinâmica lateral.

$$K_w = (K_s * IR^2) \quad (2)$$

$$K_w = 6642 * 0,63^2$$

$$K_w = 2636,21 \text{ N/m}$$

A partir da modelagem no inventor, a bandeja de sustentação foi projetada com $b = 455,00$ mm, atendendo as dimensões de bitola máxima do regulamento da competição BAJA SAE. Desta forma, foi calculada a distância “a” com a Equação 1.

$$IR = a/b \quad (1)$$

$$a = 455 * 0,63$$

$$a = 286,65 \text{ mm}$$

Com a distância “a” calculada, a modelagem foi alterada para que o posicionamento do amortecedor atendesse ao cálculo, como ilustrado na Figura 53.

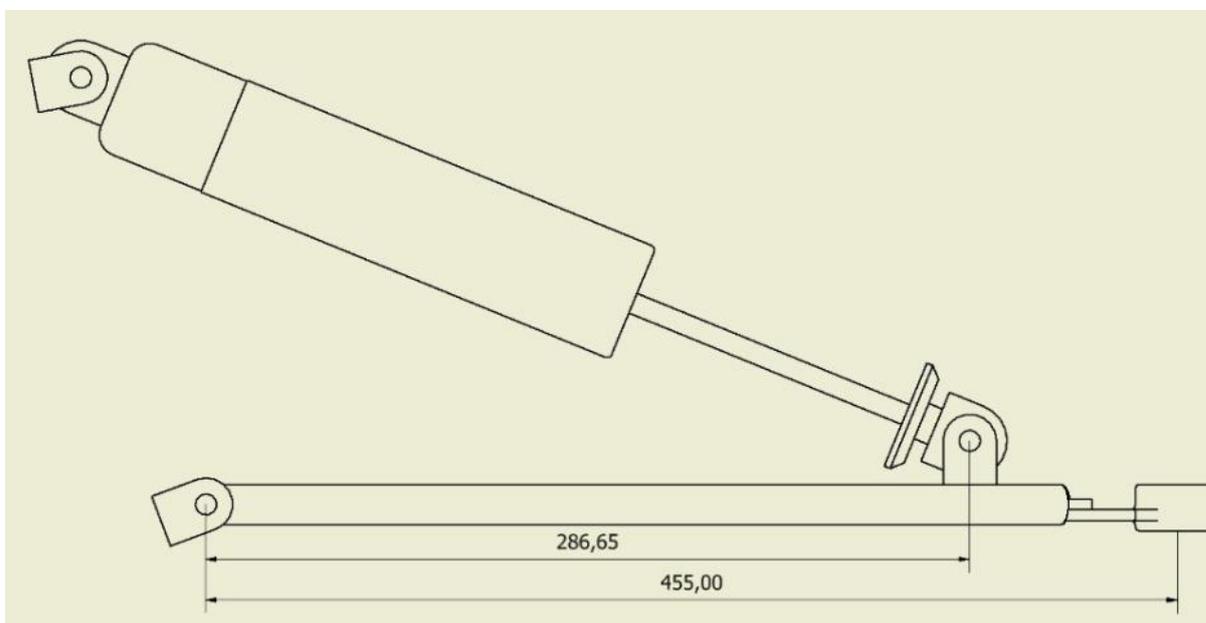


Figura 53: Modelagem atualizada com base na razão de instalação calculada.

Fonte: Autor (2019)

O ângulo de ataque do conjunto dianteiro foi definido com base em simulações dinâmicas realizadas no estudo de (Chagas, 2019), onde o ângulo ideal encontrado foi de 20° . Desta forma, o protótipo será capaz de superar os mais severos obstáculos, transmitindo o mínimo possível de desconforto ao piloto e reduzindo as cargas de impacto atuantes nos componentes da suspensão.

Com a bandeja superior definida, determinou-se o KPI e o caster através do *Lotus Suspension Analysis*.

Com a intenção de zerar os *scrub radius* e reduzir os esforços no sistema de direção durante frenagem e transposição de obstáculos, o ângulo de KPI foi definido em 15° , resultando em um *scrub radius* de 9,7 mm, como apresentado na Figura 54.



Figura 54. Ângulo de KPI e Scrub radius.
Fonte: Autor (2019).

A fim de contrapor a cambagem positiva gerada na roda externa a curva, pelo KPI, o ângulo de caster foi definido em 12° , para garantir estabilidade dianteira ao protótipo. Este gerou um *caster trail* de 59,8 mm. Na Figura 55 esta apresentada a medição de caster e *caster trail* do sistema.



Figura 55. Ângulo de caster e caster trail.
Fonte: Autor (2019).

Através das Equações 6 e 7, foram calculados os ângulos de esterço. O raio de giro foi definido com base nas necessidades de competição e nas limitações do ângulo de esterço máximo do projeto completo do protótipo 3D.

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \right) \quad (6)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{1,384}{\left(1,7 - \frac{1,5}{2}\right)} \right)$$

$$\delta_i = 55,53^\circ$$

$$\delta_o = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \right) \quad (7)$$

$$\delta_o = \tan^{-1} \left(\frac{1,384}{\left(1,7 + \frac{1,5}{2}\right)} \right)$$

$$\delta_o = 29,43^\circ$$

Foi definido um ângulo de 90° de giro do volante, para garantir agilidade ao veículo durante as manobras, resultando em um curso da cremalheira de 20 mm para ambos os lados. Com base nessa medida, a geometria foi dimensionada para gerar os ângulos de esterços necessários, apresentados pela Figura 56.

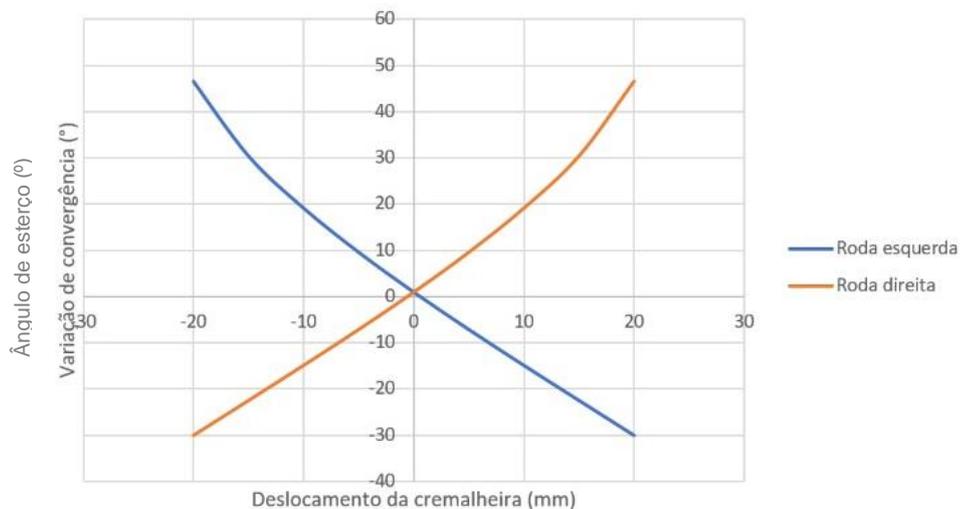


Figura 56. Variação da convergência em função do curso da cremalheira.
Fonte: Autor (2019).

Através da Figura 57, validou-se a interação entre os ângulos de KPI e caster durante a manobra de esterço, gerando a cambagem positiva na roda interna à curva e cambagem negativa na roda externa à curva, garantindo a estabilidade da dianteira do protótipo.

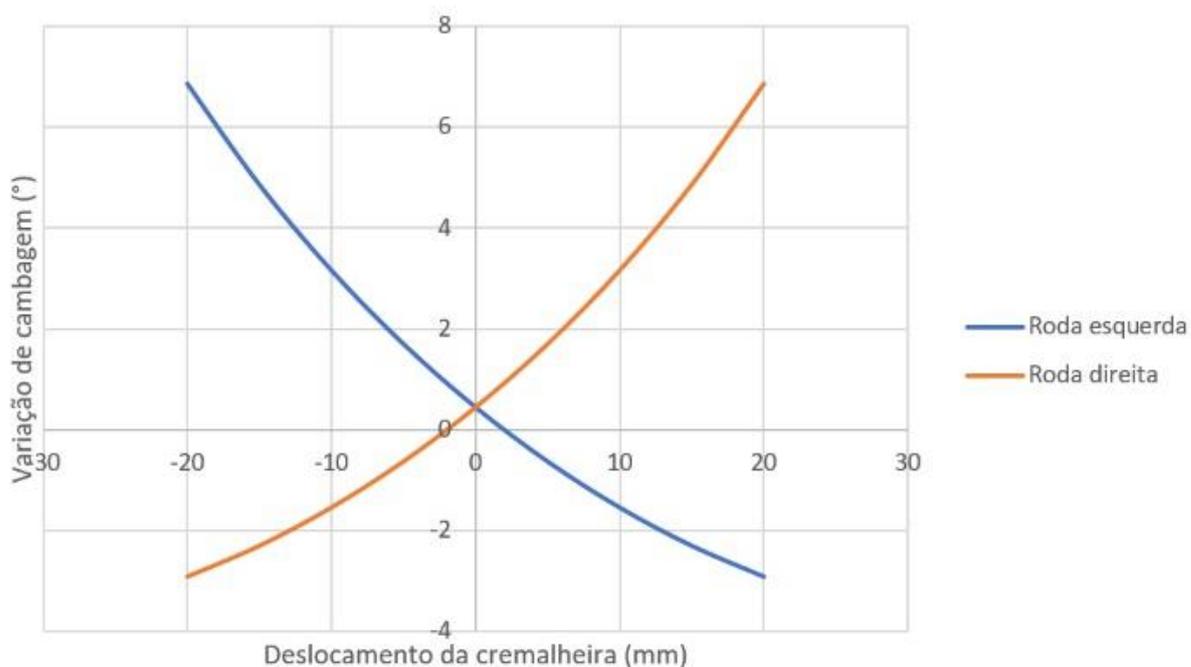


Figura 57. Variação de cambagem em função do curso da cremalheira.
Fonte: Autor (2019).

Diversas interações foram feitas no sistema para que o mesmo fosse otimizado, minimizando o efeito de *bumpsteer*. Desta forma, foram obtidos os resultados apresentados na Figura 58, gerando uma variação de $0,4^\circ$ de convergência durante os 200mm de curso da suspensão.

Com os ajustes feitos e a minimização do efeito de *bumpsteer*, é possível desconsiderar o *roll steer* da suspensão dianteira.

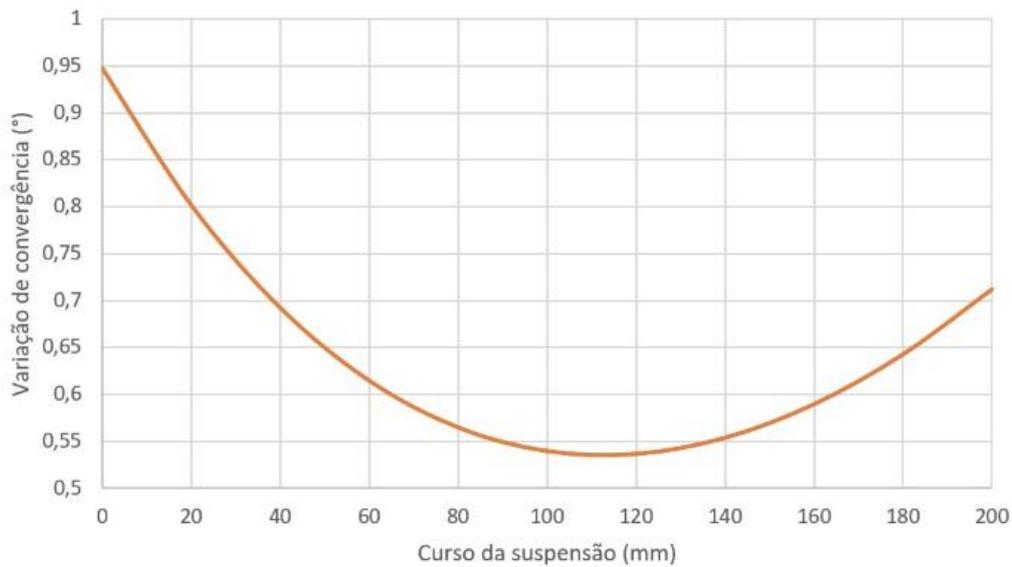


Figura 58. Variação de convergência em função do curso da suspensão.
Fonte: Autor (2019).

4.2 Conjunto Traseiro

Através da equação 5, foi dimensionada a mola traseira, bem como a razão de instalação do sistema. Aplicando o critério de Olley à frequência natural determinada na dianteira, a frequência natural traseira deve ser igual a 1,9Hz. O cálculo foi feito considerando $K_s = 10\text{KN}/\text{m}$ como uma primeira estimativa.

$$IR = \sqrt{\frac{(f_n * 2\pi)^2 * W_s}{K_s}} \quad (5)$$

$$IR = \sqrt{\frac{(1,9 * 2\pi)^2 * 55,25}{10000}}$$

$$IR = 0,88$$

Com base na razão de instalação e rigidez da mola, foi definida a rigidez da suspensão com a Equação 2, que também foi aplicada nos cálculos de dinâmica lateral.

$$K_w = (K_s * IR^2) \quad (2)$$

$$K_w = 10000 * 0,88^2$$

$$K_w = 7744 \text{ N/m}$$

Os *links* da suspensão traseira foram dimensionados em função da homocinética, para que trabalhassem dentro da liberdade angular e axial permitida por esta, apresentados na Figura 59.

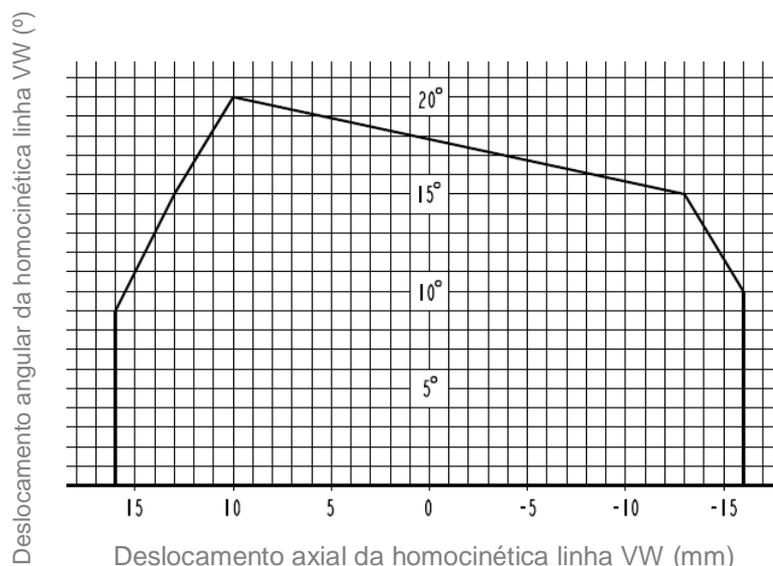


Figura 59. Deslocamento axial x deslocamento angular da homocinética da linha VW.

Fonte: GKN (2015)

Tomando como base a medida do link de sustentação retirada da modelagem 3D e aplicando a Equação 1 determinou-se a posição exata em que o conjunto mola e amortecedor devem ser instalados.

$$IR = a/b \quad (1)$$

$$0,88 = a/468,07$$

$$a = 0,88 * 468,07$$

$$a = 411,9 \text{ mm}$$

Com este resultado a modelagem foi atualizada e verificou-se que com estas dimensões o conjunto mola/amortecedor será montado muito próximo à roda, reduzindo consideravelmente os esforços de flexão no link. O ponto negativo é que a mola terá que ser encomendada devido a rigidez diferente da utilizada pela equipe atualmente. A modelagem atualizada pode ser vista na Figura 60.

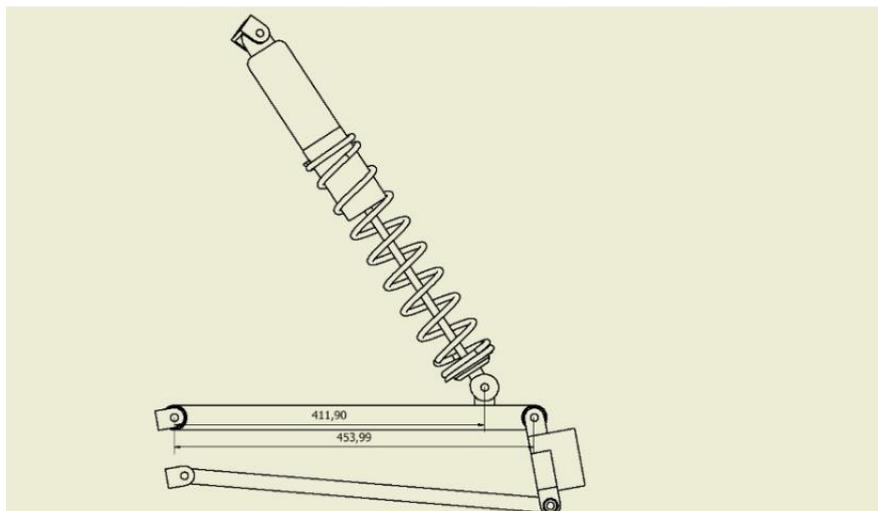


Figura 60: Modelagem do sistema com a razão de instalação atualizada.

Fonte: Autor (2019)

A geometria do sistema traseiro como um todo foi dimensionada a fim de garantir que os deslocamentos angulares e axiais da homocinética respeessem as especificações do fabricante e após várias iterações com diferentes pontos de ancoragem dos links, com o auxílio do software “*Lotus Suspension Analysis*”, chegou-se ao resultado ilustrado nas Figuras 61 e 62. Analisando ambos os gráficos é possível concluir que os deslocamentos estão dentro do permitido pelo fabricante da junta homocinética.

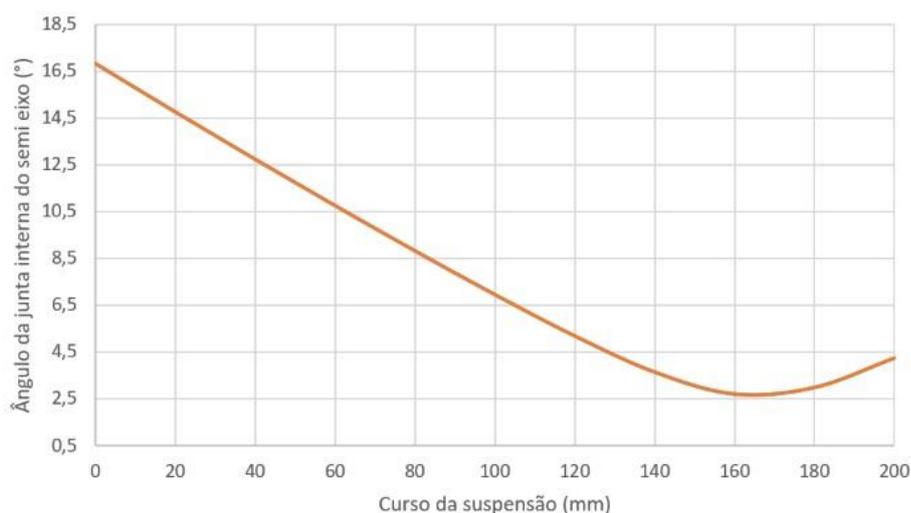


Figura 61. Deslocamento angular em função do curso da suspensão.

Fonte: Autor (2019)

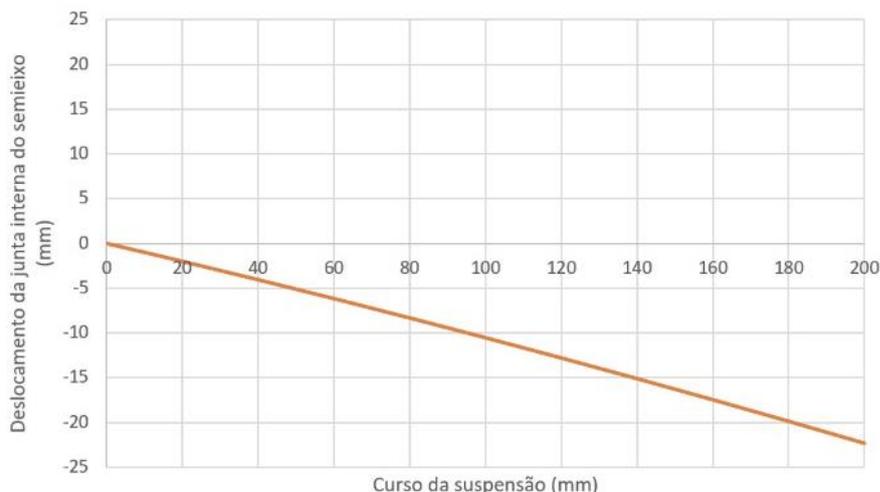


Figura 62. Deslocamento axial da junta interna em função do curso da suspensão.

Fonte: Autor (2019)

Devido a construção da geometria utilizada, esta não gera qualquer variação de convergência, eliminando o efeito de *roll steer* e *“bump steer”*, como exposto na Figura 63.

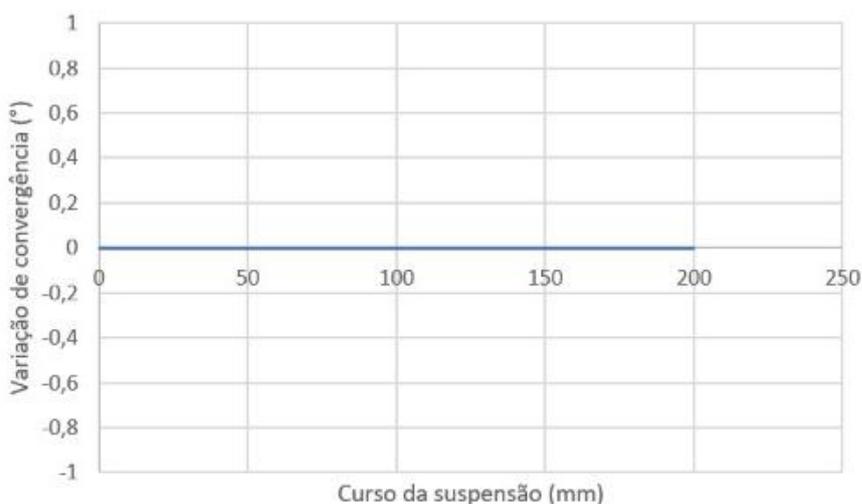


Figura 63. Variação de convergência em compressão.

Fonte: Autor (2019)

4.3 Dinâmica lateral

Para determinar o comportamento dinâmico do protótipo é necessário analisar, em conjunto, as suspensões dianteira e traseira. Aplicando a Equação 8 é possível determinar a transferência lateral de carga total atuante no protótipo em uma curva.

$$\Delta W = \frac{W * A_y * h}{t} \quad (8)$$

$$\Delta W = \frac{2452,50 * 0,63 * 0,55}{1,39}$$

$$\Delta W = 611,36N$$

Este valor significa que durante uma curva que gere 0,63g de aceleração lateral no protótipo, a soma da transferência lateral de carga no eixo dianteiro e traseiro equivale a 611,36N.

A altura do centro de rolagem de ambos os conjuntos foi determinada com o auxílio do software “*Lotus Suspension Analysis*” e a altura do CG foi prevista a partir da modelagem 3D no software “*Autodesk Inventor Professional*”. A partir destes parâmetros foi calculada a distribuição da transferência lateral de carga. Para determinar o comportamento dinâmico do protótipo é necessário conhecer qual a parcela da transferência total atua em cada um dos eixos.

Sendo assim é necessário calcular a rigidez a rolagem nas suspensões dianteira e traseira aplicando a Equação 10.

$$K_{\theta f} = K_w * 0,5 * t^2 \quad (10)$$

$$K_{\theta f} = 2636,21 * 0,5 * 1,5^2$$

$$K_{\theta f} = 2965,73 \text{ Nm/rad}$$

$$K_{\theta r} = K_w * 0,5 * t^2 \quad (10)$$

$$K_{\theta r} = 7744 * 0,5 * 1,277^2$$

$$K_{\theta r} = 6314,18 \text{ Nm/rad}$$

Conhecendo a rigidez a rolagem em ambos os eixos, calculou-se a transferência lateral de carga na dianteira para analisar a distribuição desta e prever o comportamento dinâmico do protótipo. Aplicando a Equação 9 é possível determinar quanto de carga é transferida lateralmente no eixo analisado.

$$\Delta W_a = \frac{(W_s * A_y)}{t} * \left[h_s * \left(\frac{K_{\theta f} + W_s * h_s * \frac{l-x}{l}}{K_{\theta f} + K_{\theta r} - W_s * h_s} \right) + \frac{l-x}{l} * Z_{RC} \right] + \frac{W_{ua} * A_y}{t} * Z_{ua} \quad (9)$$

$$\Delta W_a = \frac{(1667,7 * 0,63)}{1,5} * \left[0,12 * \left(\frac{2965,73 + 1667,7 * 0,12 * \frac{1,38 - 0,5}{1,38}}{2965,73 + 6314,18 - 1667,7 * 0,12} \right) + \frac{1,38 - 0,5}{1,38} * 0,49 \right] + \frac{294,3 * 0,63}{1,5} * 0,32$$

$$\Delta W_a = 287,58N$$

Sendo assim previu-se o comportamento dinâmico do protótipo com base na transferência lateral de carga. Aplicando a Equação 12 é possível determinar a porcentagem da transferência lateral de carga atuante no eixo dianteiro. Para a proposta deste trabalho a transferência lateral de carga na dianteira deve ser menor que na traseira, garantindo o comportamento “*oversteer*”.

$$\% \Delta W_a = \Delta W_a / \Delta W \quad (12)$$

$$\% \Delta W_a = 297,636 / 611,36$$

$$\% \Delta W_a = 48,6\%$$

Com a parcela da transferência lateral de carga na dianteira calculada, é possível dizer que a maior parte desta ocorre na traseira, favorecendo o comportamento “*oversteer*”. Desta forma, conclui-se que a posição dos centros de rolagem dianteiro e traseiro, bem como a rigidez das molas e as bitolas foram dimensionadas de forma coerente para favorecer a dinâmica lateral desejada.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

5.1 Conclusões

Todo o sistema de suspensão e direção foi dimensionado pensando em reduzir o número de tubos adicionais necessários ao chassi e reduzir os esforços nas bandejas aumentando a razão de instalação. Esses requisitos foram atingidos respeitando as premissas do projeto definidas por bibliografias mundialmente reconhecidas.

O sistema dianteiro, no que diz respeito a dinâmica vertical, foi dimensionado seguindo os parâmetros definidos com base na bibliografia de referência, aprimorando os parâmetros do protótipo anterior da equipe. Na Tabela 2 é possível analisar o comparativo entre os protótipos verificando que o modelo proposto possui a dianteira mais leve e mais macia, resultando em uma maior capacidade de transposição de obstáculos mantendo o conforto. Ainda é importante ressaltar que a configuração do sistema foi completamente alterada, aumentando a razão de instalação de 0,57 para 0,63, reduzindo assim os esforços de flexão atuantes na bandeja e aumentando consideravelmente a resistência da mesma. Destaca-se ainda a diferença entre os ângulos de ataque, devido aos estudos realizados com base em simulações dinâmicas. Desta forma o ângulo de ataque do protótipo anterior que era de 12°, passa a ser de 20° no modelo proposto.

Tabela 2: Comparativo do sistema dianteiro entre os protótipos da equipe.

	Protótipo anterior	Modelo proposto
Curso total	264,23 mm	267,42 mm
Força max	1099,44 N	998,82 N
Wheel rate	3,74 KN/m	3,44 KN/m
Tire rate	75,59 KN/m	75,59 KN/m
Ride rate	3568,22 N/m	3293,01 N/m
Massa suspensa na dianteira	36,97 Kg	29,75 Kg
Frequência natural	1,56 Hz	1,50 Hz

Fonte: UCAM BAJA (2019)

No sistema traseiro a mesma comparação pode ser realizada com base na dinâmica vertical. Este foi dimensionado para atender os requisitos de conforto

sugeridos por Gillespie e pelos critérios de Olley. O comparativo entre os protótipos pode ser visto na Tabela 3. O modelo proposto apesar de mais rígido atende os requisitos de conforto do critério de Olley, diferente do protótipo anterior. A razão de instalação foi aumentada de 0,62 para 0,88 aumentando a resistência à fadiga das bandejas por reduzir os esforços de flexão atuantes.

Tabela 3: Comparativo do sistema traseiro entre os protótipos da equipe.

	Protótipo anterior	Modelo proposto
Curso total	255,79 mm	247,45 mm
Força max	1718,31 N	1701,48 N
Wheel rate	5,96 KN/m	6,45 KN/m
Tire rate	75,59 KN/m	75,59 KN/m
Ride rate	5521,17 N/m	5941,42 N/m
Massa suspensa na traseira	48,03 Kg	55,25 Kg
Frequência natural	1,71 Hz	1,9 Hz

Fonte: UCAM BAJA (2019)

Comparando alguns dos parâmetros da dinâmica lateral do modelo proposto com o protótipo atual da equipe é possível observar grande evolução com relação as metas definidas pela equipe. A maior diferença diz respeito à altura do “rollcenter” traseiro, como apresentado na Tabela 4, melhorando o comportamento em curva do protótipo e aumentando sua agilidade ao contornar curvas de baixa velocidade.

Tabela 4: Comparativo entre alguns parâmetros chave da dinâmica lateral

	Protótipo anterior	Modelo proposto
Altura do roll center traseiro	181,393 mm	393,334 mm
Altura do roll center dianteiro	394,022 mm	494,823 mm
Distribuição da transferência lateral de carga no eixo dianteiro	51,74%	48,54%

Fonte: Autor (2019)

Devido ao empacotamento reduzido da suspensão traseira o entre eixos do protótipo foi reduzido em aproximadamente 150 mm resultando em uma redução considerável em seu raio de giro. O comparativo entre os protótipos pode ser visto na Tabela 5.

Tabela 5: Comparativo entre parâmetros do sistema de direção

	Modelo anterior	Modelo proposto
Bitola dianteira	1566,71 mm	1504,00 mm
Bitola traseira	1388,59 mm	1277,00 mm
Bitola média	1477,65 mm	1390,50 mm
Entre eixos	1524,45 mm	1384,00 mm
Esterçamento da roda interna	44,56 °	44,87 °
Esterçamento da roda externa	32,74 °	33,80 °
Raio de curvatura roda externa	1632,11 mm	1315,39 mm
Raio de curvatura roda interna	2286,87 mm	2142,29 mm
Raio de curvatura real	1959,49 mm	1728,84 mm

Fonte: Autor (2019)

Tais mudanças geram ganho significativo no desempenho dinâmico do protótipo por aumentar o conforto do mesmo, melhorar sua agilidade e reduzir seu peso. A modelagem do protótipo com o dimensionamento da suspensão concluído pode ser vista nas Figuras 64 e 65.



Figura 64: Protótipo com suspensão e direção finalizados visto de frente.

Fonte: Autor (2019)



Figura 65: Protótipo com suspensão e direção finalizados visto de trás.
Fonte: Autor (2019)

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros sugere-se realizar estudos estruturais de todos os componentes do sistema desenvolvido, devido a elevada exigência mecânica durante as competições e ao elevado histórico de falhas neste subsistema.

Desenvolver conceitos estruturais no chassi apresentado, respeitando os pontos de ancoragem do sistema desenvolvido, para que este seja capaz de suportar as cargas impostas pelo sistema de suspensão.

Realizar um estudo completo sobre a ergonomia do chassi apresentado para que este forneça as condições de conforto durante a pilotagem das diferentes antropometrias citadas no regulamento BAJA SAE.

Ajustar o empacotamento do sistema de “powertrain” a fim de adequar este aos pontos de ancoragem da suspensão.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aaron. (2015). *Cambagem, convergência, caster*. Fonte: seatclube:
<http://seatclube.forumeiros.com/t525-cambagem-convergencia-e-caster>
- Agevas, A. (12 de 03 de 2016). *What are semitrailing arms*. Fonte: quora:
<https://www.quora.com/What-are-semi-trailing-arms-and-what-are-the-advantages-of-disadvantages-of-using-them-over-other-options>
- Am, C. (2017). *New Can-am suspension*. US.
- Andrade, G. d. (2013). *DIMENSIONAMENTO GEOMÉTRICO E ANÁLISE*. Brasília: Universidade de Brasília.
- AUTOKITS. (s.d.). *BUCHA BANDEJA SUSPENSÃO GOL G1*. Fonte: AUTOKITS:
<https://www.autokits.com.br/kits/bucha-balanca/kit-4-buchas-bandeja-suspensao-dianteira-gol-g1-axios>
- Belltech. (2015). *Belltech coilover kit*. Fonte: autoanything:
<https://www.autoanything.com/suspension-systems/61A6125A0A0.aspx>
- bertran, b. (10 de 05 de 2019). *2019 trailing arms*. Fonte: imgrum:
<https://www.imgrumweb.com/post/BxSIKmlBJqU>
- Bosch. (2015). *Manual de tecnologia automotiva*.
- Brasil, S. (05 de setembro de 2018). *SAE Brasil; Programas estudantis; BAJA SAE Brasil*. (SAE Brasil) Acesso em 05 de 09 de 2018, disponível em Portal SAE Brasil: <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/BAJA-sae-brasil>
- Carlos. (2008). *Curso de Suspensão e direção*. São Bernardo do Campo - SP: FEI.
- Chagas, C. (2017). *INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DOS PNEUS NO DESEMPENHO DE UM VEÍCULO AUTOMOTOR*. Campos RJ: UCAM.
- Chagas, C. (2019). *ANÁLISE DO EFEITO DA RECESSÃO NAS RODAS NA DINÂMICA VERTICAL DE UM PROTÓTIPO DO TIPO*. Campos RJ: UCAM.
- Chiptronic. (03 de 09 de 2017). *Junta homocinética: entenda sua função e aprenda a conservá-la*. Fonte: chiptronic: <http://chiptronic.com.br/blog/junta-homocinetica-entenda-sua-funcao-e-aprenda-conserva-la>
- Cofap. (07 de 06 de 2018). *Pivô de suspensão*. Fonte: Cofap:
<http://www.mmcofap.com.br/produtos-pivo-suspensao.aspx>
- Dias, A. (11 de 06 de 2017). *Funcionamento e detalhes da suspensão eixo rígido*. Fonte: carrosinfoco:

- <http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2017/11/funcionamento-e-detalhes-da-suspensao-eixo-rigido/>
- Dinamicarpneus. (10 de 11 de 2015). *Quando devo trocar o braço axial do sistema de direção?* Fonte: Dinamicarpneus: <https://dinamicarpneus.com.br/trocar-braco-axial-sistema-suspensao/>
- Editor. (16 de 06 de 2014). *Automobile design suspension*. Fonte: blog.youwheel: <http://blogs.youwheel.com/2014/06/16/automobile-suspension-design-101-part-iv-macpherson-strut-suspension/>
- Ferreira, F. D. (2017). *Aula - Sistema de geometria de suspensao*. Fonte: ebah: <https://www.ebah.com.br/content/ABAAAgmVwAC/aula-sist-geometria-direcao>
- Flatout. (25 de 03 de 2015). *Project Cars*. Fonte: Flatout brasil: <https://www.flatout.com.br/project-cars-102-como-e-feito-o-projeto-de-suspensao-e-direcao-de-um-BAJA-sae-e-as-surpresas-na-competicao/>
- Genright. (2014). *DOUBLE TRIANGULATED 4-LINK REAR SUSPENSION KIT*. Fonte: GENRIGHT: <https://genright.com/products/double-triangulated-rear-4-link-suspension-kit-links-optional.html>
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of automotive engineers.
- Guzzetta, M. (1986). *STEERING SYSTEM FOR ELIMINATION OF BUMP STEERING IN INDEPENDENT WHEEL SUSPENSION SYSTEM*.
- Kumar, W. (2016). *What is scrub radius?* Fonte: quora: <https://www.quora.com/What-is-scrub-radius>
- máquinas, C. (s.d.). *CCS máquinas indústria e comércio*. Fonte: <http://www.ccsmaquinas.com.br/junta-universal/junta-universal-simples/index.asp?local=b&prod=69>
- Martins, R. (13 de 03 de 2012). *O que é a barra de torção?* Fonte: Carro sem duvida: <http://carrosemduvida.blogspot.com/2012/03/o-que-e-barra-de-torcao.html>
- Martins, R. (13 de 03 de 2012). *O que é barra de torção*. Fonte: Carro Sem dúvida: <http://carrosemduvida.blogspot.com/2012/03/o-que-e-barra-de-torcao.html>
- Milliken, W. F. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International.
- Nakata. (06 de 07 de 2018). *Dicas para manutenção da bandeja da suspensão*. Fonte: Dica técnica: <https://www.nakata.com.br/CatalogoDicasTecnicas/Dica/dicas-para-manuteno-da-bandeja-da-suspensao>

- Nicolazzi, L. C. (2012). Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis. Oxford. (05 de 06 de 2018). *Oxford Dictionaries*. Fonte: Oxford Dictionaries:
<https://en.oxforddictionaries.com/definition/tyre>
- Pacejka, H. B. (2005). *Tire and Vehicles dynamics*. SAE international.
- Peçaagora. (2013). *Bucha em nylon*. Fonte: Peçaagora:
<https://www.pecaagora.com/p/47912/kit-bucha-suspensao-dianteira-e-traseira-em-nylon-mercedes-benz-3143260481>
- Pneus, R. (s.d.). *Roger Rodas e Pneus*. Fonte: <https://www.rogerpneus.com.br/>
- Puhn, F. (1976). *HOW TO MAKE YOUR CAR HANDLE*.
- Rocha, V. R. (2015). *Análise de uma Suspensão para um Veículo*. Brasília, DF: Universidade Federal de Brasília.
- Santos, R. d. (09 de 06 de 2015). *A discussion on steady state lateral weight transfer*. Fonte: Racing Car Dynamics: <http://racingcardynamics.com/weight-transfer/>
- Secrets, S. (2017). *KING PIN INCLINATION*. Fonte: suspensionsecrets:
<http://suspensionsecrets.co.uk/king-pin-inclination/?i=1>
- Silva, M. R. (2017). *Sistema de direção baseado na geometria de ackerman*. Fonte: researchgate: https://www.researchgate.net/figure/Figura-1-Sistema-de-direcao-baseado-na-Geometria-de-Ackermann_fig1_329923863
- Tecnicarreparos. (2017). *O que é cambagem?* Fonte: Tecnicarreparos:
<http://www.tecnicarreparos.com.br/cambagem-caster/cambagem-caster.html>
- Terra. (12 de 09 de 2017). *Conheça a importância das buchas e bandejas de suspensão*. Fonte: Terra: <https://www.terra.com.br/noticias/dino/conheca-a-importancia-das-bandejas-e-buchas-de-suspensao-e-sua-estreita-relacao-com-a-seguranca-do-veiculo,f0e246ed764948562fe2d8e2befc048amxw0ifja.html>
- Trucks, C. (2016). *Carlão trucks*. Fonte:
<https://carlaotrucks.blogspot.com/2011/02/inclinacao-do-pino-mestre-kpi.html>
- Vilanova, C. (28 de 07 de 2015). *Reparo do feixe de molas do Ford*. Fonte: omecanico: <https://www.omecanico.com.br/reparo-do-feixe-de-molas-do-ford/>
- vwinit. (01 de 09 de 2011). *Barra estabilizadora traseira 90*. Fonte: 4x4 brasil:
<https://www.4x4brasil.com.br/forum/land-rover/95079-barra-estabilizadora-traseira-na-90tinha.html>
- Wong, J. Y. (2001). *Theory of Ground Vehicles*. New York: John Wiley & Sons, INC.

Zahl, T. (03 de 10 de 2016). *Axle glossary*. Fonte: CARid:

<https://www.carid.com/articles/axle-glossary-a-to-z-list-of-definitions.html>