

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MARCUS VINÍCIUS DA SILVA FERNANDES

**ANÁLISES DA SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM VEÍCULO "OFF-ROAD" DO
TIPO MINI BAJA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

(Tcc2 - N° de Inscrição - 46)

CURITIBA

2015

MARCUS VINÍCIUS DA SILVA FERNANDES

**ANÁLISES DA SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM VEÍCULO "OFF-ROAD" DO
TIPO MINI BAJA**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Hilbeth Parente Azikri de Deus.

CURITIBA

2015

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa " ANÁLISES DA SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM VEÍCULO "OFF-ROAD" DO TIPO MINI BAJA", realizado pelo aluno Marcus Vinícius da Silva Fernandes, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Hilbeth Parente Azikri de Deus

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Dr. Jorge Luiz Erthal

DEMEC, UFPR

Avaliador

Prof. Me. João Carlos Roso

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 24 de março de 2015.

RESUMO

Um baja é um veículo *off-road* desenvolvido por equipes formadas por alunos de diversas universidades brasileiras. O principal problema enfrentado pela equipe de baja da UTFPR-CT é o desempenho insatisfatório dos sistemas de suspensão e direção de seu protótipo. Isto é evidenciado pelos resultados ruins nas provas de apresentação de projeto e pela incapacidade de completar uma prova de *suspension and traction*. Deste modo, torna-se evidente a importância de um bom projeto destes sistemas, para se tornar mais competitivo. O caso específico da equipe da UTFPR-CT, ocorre uma constante perda de aderência dos pneus durante uma curva e a excessiva rigidez da suspensão. Desse modo, o objetivo deste trabalho é analisar estes sistemas, demonstrando as qualidades, defeitos e os pontos de melhoria. Os objetivos específicos são: redução da variação de cambagem pelo deslocamento vertical da roda da suspensão dianteira, redução do raio de curva mínimo e seleção adequada da rigidez das molas. Primeiramente, será feita uma revisão da literatura, a fim de apresentar os principais conceitos de dinâmica veicular. Em seguida, será feita uma análise dos sistemas de suspensão e direção do atual baja, evidenciando-se os principais problemas. Então, a fim de se demonstrar a evolução em nível de projeto que este trabalho pode gerar, serão propostos novos sistemas que apresentem um desempenho mais apropriado. O cálculo dos parâmetros relacionados a estes sistemas, nas etapas de análise, será realizado utilizando-se o software de simulação de veículos Adams/Car.

Palavras-chave: Suspensão. Direção. Análise. Dinâmica Veicular. Baja.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 - Atual protótipo baja da equipe Imperador UTFPR.	11
Figura 1.2 – Variação de cambagem pelo deslocamento vertical da roda.	14
Figura 3.1 - Construção dos pneus diagonal e radial, respectivamente.	20
Figura 3.2 - Deformação do pneu sujeito a uma força lateral.	21
Figura 3.3 - Força lateral vs. ângulo de deriva para um pneu de corrida.	22
Figura 3.4 - Modelo 1/4 de carro.	24
Figura 3.5 - Espectro de frequências para a aceleração da massa suspensa em função da frequência.	26
Figura 3.6 - Efeito do amortecimento no comportamento de isolamento da suspensão.	27
Figura 3.7 - Suspensão do tipo Duplo A.	28
Figura 3.8 - Suspensão do tipo McPherson.	29
Figura 3.9 - Suspensão do tipo Braço Semi-arrastado.	29
Figura 3.10 - Suspensão do tipo Multilink.	30
Figura 3.11 - Determinação do centro de rolagem.	31
Figura 3.12 - Variação de cambagem.	31
Figura 3.13 - Trajetória da roda com uma grande quantidade de scrub.	32
Figura 3.14 - Sistemas de direção típicos.	32
Figura 3.15 - Sistema de direção frontal e a condição de Ackerman.	33
Figura 3.16 - Sistema de direção frontal e os ângulos de esterçamento das rodas interna e externa.	34
Figura 3.17 - Suspensão duplo A com a barra de direção acima da bandeja inferior.	35
Figura 3.18 - Suspensão duplo A com o pinhão localizado na frente do centro da roda.	36
Figura 3.19 - Principais componentes da geometria de manga de eixo.	36
Figura 3.20 - Representação do ângulo e do offset do pino mestre.	37
Figura 3.21 - Representação do ângulo e do braço de caster.	38
Figura 3.22 - Geometria de um veículo em curva.	39
Figura 3.23 - Modelo simplificado de um veículo em curva.	40
Figura 3.24 - Variação do ângulo de direção com a velocidade.	42
Figura 3.25 - Análise de forças de um veículo simplificado em curva.	43

Figura 3.26 - Análise de forças para a rolagem de um veículo.	44
Figura 4.1 - Atual veículo baja da UTFPR-CT.	49
Figura 4.2 - Fox Float R.	50
Figura 4.3 - Curva de força lateral pelo ângulo de deslizamento do pneu.	51
Figura 4.4 - Centros de rolagem dianteiro e traseiro.	51
Figura 4.5 - Variação de cambagem da roda dianteira.	52
Figura 4.6 - Variação de cambagem da roda traseira.	53
Figura 4.7 - Raio de curva mínimo do atual protótipo.	54
Figura 4.8 - Bump steer da roda dianteira.	54
Figura 4.9 - Bump steer da roda traseira.	55
Figura 4.10 - Curva de força x deslocamento do Fox Float R.	56
Figura 4.11- Frequência natural da suspensão dianteira (pressão de 50 psi).	57
Figura 4.12 - Frequência natural da suspensão traseira (pressão de 110 psi).	58
Figura 4.13 - Comportamento em curva do atual veículo.	59
Figura 5.1 - Geometria inicial da suspensão dianteira.	62
Figura 5.2 - Frequência natural da suspensão dianteira (pressão de 30 psi).	64
Figura 5.3 - Frequência natural da suspensão traseira (pressão de 70 psi).	65
Figura 5.4 - Geometrias de direção.	66
Figura 5.5 - Suspensões dianteira e traseira e direção no ADAMS/Car.	67
Figura 5.6 - Ilustração do processo iterativo.	68
Figura 5.7 – Comportamento do veículo em curva.	69
Figura 5.8 - Variação de cambagem das rodas dianteiras.	70
Figura 5.9 - Variação de convergência das rodas dianteiras.	71
Figura 5.10 - Variação de bitola da dianteira.	71
Figura 5.11 - Variação de cambagem das rodas traseiras.	72
Figura 5.12 - Variação de convergência das rodas traseiras.	73
Figura 5.13 - Variação de bitola da traseira.	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Pontuação da apresentação de projeto na competição Baja SAE Brasil Regional Sul.....	13
Tabela 2 - Raio de curva mínimo de alguns veículos.....	15
Tabela 3 - Frequência natural de oscilação da massa suspensa.....	15
Tabela 4 - Ilustração da metodologia proposta.	18
Tabela 5 - Principais dimensões e características do atual protótipo.....	49
Tabela 6 - Variáveis de análise de Ride.....	56
Tabela 7 - Variáveis de análise de Ride.....	63
Tabela 8 - Principais dimensões e características de um novo protótipo.....	69
Tabela 9 - Demonstração dos resultados conforme os objetivos específicos.	74

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
1.1. O Baja	11
1.2. Contexto do Tema.....	12
1.3. Caracterização do Problema.....	13
1.4. Objetivos	16
1.5. Justificativa.....	16
2. METODOLOGIA	18
2.1. Descrição da Metodologia.....	18
2.2. Justificativa da Metodologia	18
2.3. Produtos do Projeto.....	19
3. REVISÃO DA LITERATURA.....	20
3.1. Pneu.....	20
3.1.1. Força lateral.....	21
3.1.2. Fatores que influenciam o comportamento lateral do pneu	23
3.1.3. Momento auto-alinhante	23
3.2. <i>Ride</i>	23
3.2.1. Propriedades de resposta de veículos.....	23
3.2.2. Rigidez da suspensão	25
3.2.3. Amortecimento da suspensão	26
3.3. Sistema de Suspensão	27
3.3.1. Duplo A.....	28
3.3.2. McPherson	28
3.3.3. Braço semi-arrastado	29
3.3.4. <i>Multilink</i>	29
3.3.5. Centro de rolagem frontal	30
3.3.6. Variação de cambagem.....	31

3.3.7. <i>Scrub</i>	31
3.4. Sistema de Direção	32
3.4.1. <i>Bump steer</i>	34
3.4.2. Comprimento e posição das barras de direção	35
3.5. Geometria de Manga de Eixo.....	36
3.5.1. Pino mestre	36
3.5.2. Caster	38
3.6. Dirigibilidade.....	38
3.6.1. Equações do veículo em curva.....	39
3.6.2. Gradiente de subesterçamento	41
3.6.3. Distribuição do momento de rolagem	43
3.6.4. Variação de cambagem.....	46
3.6.5. Variação de convergência durante a rolagem	48
4. ANÁLISE DO ATUAL PROTÓTIPO	49
4.1. Centro de rolagem.....	51
4.2. Cambagem.....	52
4.3. Geometria de direção.....	53
4.4. Análise de <i>Ride</i>	55
4.5. Dirigibilidade.....	58
5. ANÁLISE DE NOVOS SISTEMAS	60
5.1. Conjunto mola/amortecedor	60
5.2. Pneu.....	61
5.3. Suspensão dianteira.....	61
5.4. Suspensão traseira	62
5.5. Análise de <i>Ride</i>	63
5.6. Direção e manga de eixo	65
5.7. Dirigibilidade.....	66

5.8. Resultados finais.....	68
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS	75
REFERÊNCIAS.....	77

1. INTRODUÇÃO

1.1. O Baja

Um veículo *off-road* do tipo mini baja, ou somente baja, é um protótipo robusto capaz de transpor obstáculos e manter-se operacional em terrenos acidentados e sob qualquer condição climática. O veículo visa uma simples operação, transporte e manutenção, além de sempre garantir a segurança do piloto. A concepção de um baja deve seguir uma série de regras propostas pelo regulamento da competição, organizada pela Sociedade de Engenheiros da Mobilidade, SAE.

Conforme o regulamento publicado pela Sociedade de Engenheiros da Mobilidade (2013), o projeto Baja SAE Brasil tem o objetivo de incentivar os estudantes a aplicar na prática os conhecimentos técnicos adquiridos em sala de aula, além de fomentar a busca por novos conhecimentos, complementando assim a formação destes alunos como futuros profissionais para o mercado de trabalho nacional. Portanto, os envolvidos têm a chance de criar um veículo funcional, envolvendo as etapas de concepção, projeto detalhado, construção e testes.



Figura 1.1 - Atual protótipo baja da equipe Imperador UTFPR.

Fonte: Equipe Imperador UTFPR.

O baja será então avaliado por um comitê durante as competições, formado por engenheiros voluntários de várias regiões do Brasil. Assim, os alunos devem estar aptos a defender o seu projeto e demonstrar que este é capaz de ser fabricado em grande escala, cujo público alvo fictício é formado por entusiastas e não

profissionais. Além do projeto, este veículo é avaliado nos quesitos de segurança e performance.

Durante a competição, há dois tipos de avaliações do veículo: estáticas e dinâmicas. As avaliações estáticas abrangem a inspeção técnica e de segurança, verificação do motor e avaliação do projeto, que avaliam o projeto e a sua conformidade com o regulamento, o conforto do operador e a capacidade de frenagem. Em seguida, caso o veículo seja aprovado nas provas anteriores, ocorrem as avaliações dinâmicas, compostas por aceleração, velocidade máxima, tração, *suspension and traction* e enduro de resistência. Nesta etapa, o objetivo é avaliar o desempenho dinâmico do veículo em diversas condições.

1.2. CONTEXTO DO TEMA

O sistema de suspensão tem a função de isolar vibrações provenientes do pavimento ou do próprio veículo e proporcionar uma boa aderência entre pneu e solo. Já o sistema de direção tem a finalidade de prover o controle direcional do automóvel. Juntos, estes devem oferecer segurança aos passageiros em qualquer situação. Sob o ponto de vista tecnológico, é imprescindível realizar uma análise completa destes sistemas. Isto reduz o custo final dos veículos e evita a solução de futuros problemas que poderiam ser evitáveis.

A atual equipe de baja da UTFPR-CT vem crescendo consideravelmente. Porém, a sua performance na competição desagrada devido a falhas recorrentes de componentes e a erros de projeto que impedem um bom funcionamento do veículo. Destas falhas, para os sistemas de suspensão e direção, destaca-se a quebra de bandejas, cubos de roda e barras de direção. Já os erros de projeto mais usuais são a excessiva rigidez da suspensão, a falta de curso da mesma e a falta de aderência dos pneus.

Desde a sua criação, em 2008, nenhum veículo desenvolvido pela equipe conseguiu obter pontuação na prova de *suspension and traction* em qualquer competição que disputou. Esta prova é a que mais exige do carro e possui um alto nível de dificuldade. Logo, somente protótipos bem projetados conseguem completar a mesma.

Na tentativa de evoluir nestes aspectos, a equipe vem tentando melhorar o projeto de seu protótipo desde 2011, obtendo certo sucesso. Mas, percebe-se que a suspensão e a direção são os sistemas com uma evolução mais lenta. A Tabela 1 demonstra este fato, apresentando a pontuação de cada subprojeto na prova de apresentação de projeto na competição Baja SAE Brasil Regional Sul.

Tabela 1 - Pontuação da apresentação de projeto na competição Baja SAE Brasil Regional Sul.

	2012	2013
<i>Powertrain</i>	81%	100%
Eletroeletrônica	46%	56%
Freio	100%	100%
Estruturas	68%	72%
Suspensão / Direção	66%	67%
Pontuação total da equipe	280	331,3
Classificação da equipe	3º	1º

Fonte: SAE Brasil.

De 2012 a 2013, os sistemas de suspensão e direção tiveram um aumento de apenas 1% na pontuação, de 66% a 67% da nota máxima possível. Essa melhora é a menor dentre todos os subprojetos avaliados e a pontuação é a segunda menor. Isto demonstra que, mesmo a equipe tendo evoluído da terceira para a primeira colocação em apresentação de projeto, estes sistemas apresentaram pouca ou nenhuma melhora. Somado ao fato de que a equipe jamais completou a prova de *suspension and traction*, conclui-se que o desempenho destes sistemas é insatisfatório.

1.3. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Sob o ponto de vista do desenvolvimento científico e tecnológico, é importante realizar uma análise completa dos sistemas de suspensão e direção, uma vez que estes estão relacionados com a dirigibilidade, o conforto e a segurança do veículo. Assim, optou-se em se analisar estes sistemas, com o intuito de facilitar um futuro projeto envolvendo os mesmos. Devido à proximidade com a equipe de baja da UTFPR-CT, decidiu-se vincular este projeto ao objetivo deste trabalho.

O principal problema enfrentado pela equipe de baja é o desempenho insatisfatório dos sistemas de suspensão e direção de seu protótipo, demonstrado na seção anterior. Analisando-se o veículo em operação, nota-se a frequente perda de aderência dos pneus em curvas, fazendo com que a sua velocidade média diminua. Ainda, a excessiva rigidez da suspensão também contribui para esta situação, além de causar desconforto ao operador. Este quadro pode oferecer risco à segurança e à performance de qualquer veículo, independente se o mesmo é de competição ou comercial. Isto destaca a importância de uma análise do funcionamento destes sistemas, o que motivou a realização deste trabalho.

O problema da perda de aderência pode ser verificado analisando-se a variação de cambagem da roda dianteira pela compressão da suspensão. Para comparação, realizou-se um benchmarking dos principais veículos nacionais. Analisando-se o gráfico ilustrado na Figura 1.2, observa-se que a variação de cambagem do atual veículo é excessivamente superior aos demais.

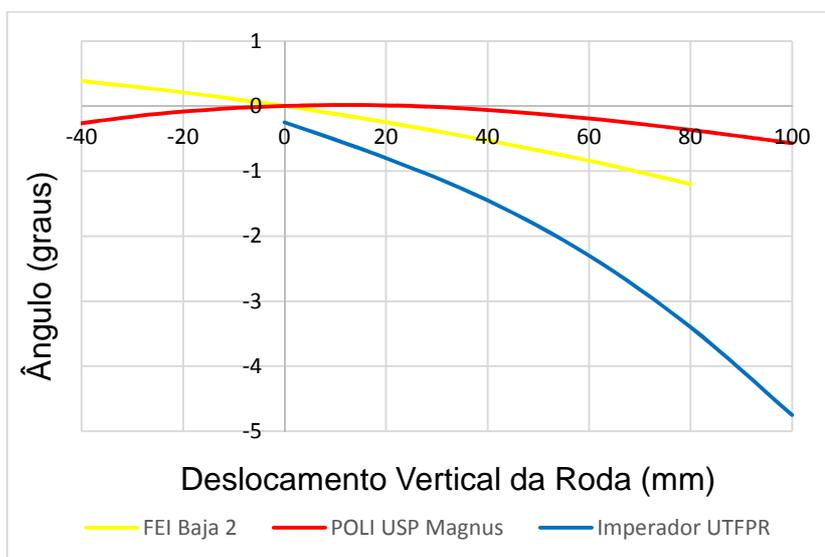


Figura 1.2 – Variação de cambagem pelo deslocamento vertical da roda.

Fonte: Autoria própria.

O aumento da cambagem pode ser benéfico, por provocar um aumento do limite de aderência do pneu. Porém, este aumento tem um limite e, caso seja superado, ocorre a redução da área de contato e conseqüentemente perda de aderência. Observando-se a excessiva variação de cambagem da roda dianteira pela compressão da suspensão do atual veículo, pressupõe-se que isto contribui consideravelmente para a perda de contato pneu-solo.

Outro fator que contribui para uma baixa velocidade média e dificuldade em se realizar curvas é o raio de curva mínimo. Este raio, quando reduzido, permite que o veículo tenha um melhor desempenho em situações que exigem grande capacidade de esterçamento em curtos espaços. A Tabela 2 demonstra os valores utilizados pela UTFPR-CT e por alguns dos principais veículos nacionais, obtidos através de benchmarking.

Tabela 2 - Raio de curva mínimo de alguns veículos.

Protótipo	Raio (m)
Poli USP Magnus	2,1
Poli USP Phantom	1,8
EESC USP 1	2,2
FEI Baja 2	2,0
Imperador UTFPR	2,7

Fonte: Autoria própria.

Portanto, nota-se que o raio de curva mínimo do protótipo da UTFPR-CT possui um valor muito acima dos utilizados por outras equipes. Isto prejudica a dirigibilidade do veículo, tornando mais difícil realizar curvas mais fechadas. Este valor é obtido através de uma relação geométrica entre o entre-eixos, bitolas, posição do CG e ângulo de esterçamento médio das rodas (no qual deve-se contabilizar possíveis perdas).

Uma excessiva rigidez da suspensão gera desconforto no operador, uma vez que as irregularidades do solo são transmitidos ao chassi do veículo sem que haja uma filtragem. Esse nível de conforto pode ser avaliado através da frequência natural da massa suspensa (chassi, piloto, etc.). Quanto maior o valor desta variável, mais rígida é a suspensão do veículo.

Tabela 3 - Frequência natural de oscilação da massa suspensa.

Protótipo	Frequência (Hz)	
	Dianteira	Traseira
ITA Baja	1,60	1,84
EESC USP 1	1,60	1,80
Imperador UTFPR	1,80	2,00

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 3 ilustra que a rigidez da suspensão dianteira e traseira do veículo é superior aos valores utilizados por outras equipes, obtidos através de benchmarking. Isto evidencia que a suspensão do atual protótipo da universidade é mais rígida quando comparada com outros baixas.

1.4. OBJETIVOS

A presente proposta tem o objetivo geral de analisar os sistemas de suspensão e direção de um veículo em curva e seu conforto. A fim de exemplificar, estes sistemas serão avaliados em um veículo do tipo baja. A finalidade é demonstrar as qualidades, defeitos e os pontos de melhoria. Os aspectos principais que serão analisados compõem os objetivos específicos: redução da variação de cambagem pelo deslocamento vertical da roda da suspensão dianteira, redução do raio de curva mínimo e seleção adequada da rigidez das molas.

1.5. JUSTIFICATIVA

O correto dimensionamento dos sistemas de suspensão e direção de um veículo influencia principalmente três aspectos: a dirigibilidade, o conforto e a segurança. O primeiro aspecto permite que o automóvel opere sob boas condições de aderência e velocidade em várias situações. O segundo, tem o objetivo de filtrar as imperfeições da pista, tornando a pilotagem mais agradável aos passageiros. Já o terceiro é fundamental ao garantir a integridade física dos ocupantes do veículo. Portanto, conclui-se o quão importante é a análise destes sistemas independente da finalidade do veículo.

Este trabalho pretende contribuir para o desenvolvimento científico e tecnológico ao fornecer uma análise dos sistemas de suspensão e direção de um veículo. Devido à proximidade com a equipe de baja da UTFPR-CT, optou-se por vincular esta avaliação a um veículo desta categoria, demonstrando as vantagens que este trabalho pode trazer. Porém, salienta-se que mesmo estando atrelado ao baja, a análise proposta por este trabalho pode ser facilmente adaptada a outros tipos de automóveis.

A redução da variação de cambagem pelo deslocamento vertical da roda da suspensão dianteira permite a melhora da aderência dos pneus e evita distúrbios no comportamento do veículo, como o subesterçamento, tornando-o mais previsível. A redução do raio de curva mínimo do veículo permite um melhor desempenho em situações que exigem grande capacidade de esterçamento em curtos espaços, melhorando a manobrabilidade do mesmo. Por fim, a seleção adequada da rigidez das molas influencia no conforto do passageiro e na dirigibilidade do veículo.

2. METODOLOGIA

2.1. DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA

A Tabela 4 ilustra a metodologia desenvolvida com o objetivo de atender a todos os objetivos específicos propostos de acordo com o cronograma. A elaboração deste trabalho de conclusão de curso pode ser dividida em três fases: definição, análise e conclusão.

Tabela 4 - Ilustração da metodologia proposta.

1	Definição do problema	Definição
2	Revisão da literatura	
3	Parâmetros do atual veículo	Análise
4	Análise dos sistemas do atual veículo	
5	Análise Cinemática	
6	Análise Dinâmica	
7	Novos sistemas	
8	Conclusões	Conclusão

Fonte: Autoria própria

2.2. JUSTIFICATIVA DA METODOLOGIA

A primeira fase, a chamada definição, demonstra qual o problema existente e define quais os objetivos do presente trabalho. Então, é feita uma revisão da literatura, que trará uma seleção dos principais conceitos e conhecimentos a respeito dos parâmetros pertinentes ao projeto da suspensão e direção de um veículo.

Durante a segunda fase, a análise, serão apresentados os principais parâmetros dos sistemas de suspensão e direção do atual veículo baja da UTFPR-CT. Em seguida, estes serão analisados, com o objetivo de se identificar os pontos de melhoria. Então, serão desenvolvidos novos sistemas que apresentem uma performance mais apropriada e que futuramente possam contribuir com a equipe. Esse desenvolvimento ocorrerá em duas etapas, a análise cinemática e a dinâmica. A primeira abordará a geometria dos sistemas, relacionando variação de cambagem, convergência, ângulos de direção, etc. Já a segundo, avaliará questões como

conforto, rigidez de molas, transferência de carga e comportamento do veículo em curvas. As análises acima descritas ocorrerão com o auxílio do software Adams/Car.

Por fim, na terceira fase, os resultados gerais obtidos, as melhorias e falhas do trabalho serão discutidos.

2.3. PRODUTOS DO PROJETO

Este trabalho tem dois principais produtos. O primeiro é uma revisão da literatura a respeito dos principais tópicos da dinâmica veicular referentes aos sistemas de suspensão e direção. O segundo produto é uma metodologia de análise destes sistemas, que será elaborada detalhadamente e com o auxílio do software de simulação de veículos Adams/Car.

Os dois produtos formam uma base a partir da qual futuramente será possível o projeto da suspensão e direção de um veículo baja. Destaca-se entretanto que estes não se aplicam somente a um baja, mas a qualquer automóvel, uma vez que os conceitos básicos de dinâmica veicular são os mesmos.

Ainda, haverá um terceiro produto, que é a proposta de uma nova suspensão e direção para um baja. Porém, este produto tem apenas o objetivo de ser comparado ao atual projeto da equipe e evidenciar as melhoras que este trabalho pode trazer. Assim, evidencia-se que não será feito um projeto de novos sistemas e sim, serão apresentadas melhorias de projeto, através da análise de novos sistemas, a título de comparação. Cabe a equipe da UTFPR-CT optar por utilizar essas propostas em seus futuros projetos.

3. REVISÃO DA LITERATURA

Primeiramente, faz-se necessário o estudo de conceitos referentes à dinâmica veicular, para que se possa analisar os sistemas de suspensão e direção de um veículo. Assim, este capítulo tem o objetivo de apresentar subsídios essenciais para o entendimento dos fenômenos relacionados aos sistemas desejados de um automóvel.

3.1. PNEU

Conforme GILLESPIE (1992), todas as forças de controle e de perturbações aplicadas a um veículo, tais como esforços de aceleração, frenagem e de curva e com exceção de forças aerodinâmicas, são geradas no contato pneu-solo. Isso demonstra a grande importância de se estudar o comportamento do pneu em um determinado meio, independente da aplicação à qual o veículo será destinado. Porém, o pneu é um sistema não linear altamente complexo, tornando difícil a quantificação de suas propriedades.

As características comportamentais de um pneu dependem das condições de operação e do tipo de construção dos mesmos. Basicamente, existem dois tipos de pneus: diagonal e radial, ilustrados na Figura 3.1. O pneu do tipo radial é o mais utilizado atualmente, uma vez que apresenta uma maior durabilidade, maior rigidez lateral e menor resistência ao rolamento, dentre outras características, quando comparado ao pneu diagonal.

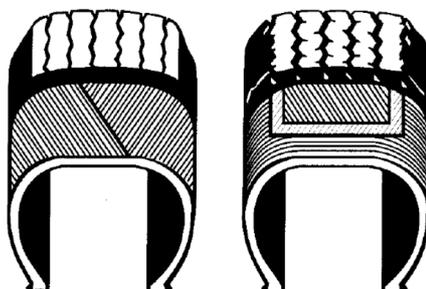


Figura 3.1 - Construção dos pneus diagonal e radial, respectivamente.

Fonte: GILLESPIE (1992).

Durante esta seção, serão abordadas apenas as propriedades do pneu que determinam o seu comportamento em curvas. Assim, as propriedades trativas, verificadas em condições de aceleração e frenagem, fogem ao escopo deste trabalho.

3.1.1. Força lateral

Quando um pneu, que está girando submetido a uma força vertical, é sujeito a uma força lateral, este começa a se movimentar lateralmente, ou seja, o pneu se move a um ângulo α , chamado de ângulo de deriva, ângulo de escorregamento ou *slip angle*. Isto ocorre devido à deflexão da borracha na região de contato com o solo. Este mecanismo está ilustrado na Figura 3.2.

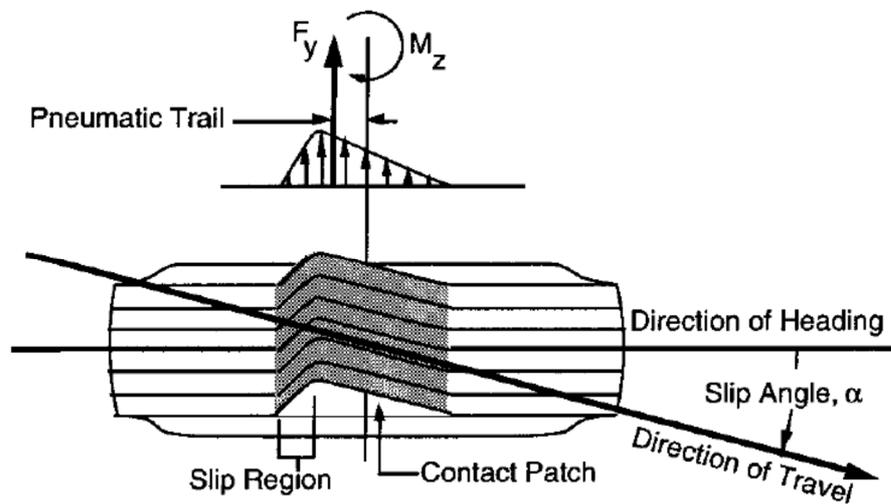


Figura 3.2 - Deformação do pneu sujeito a uma força lateral.

Fonte: GILLESPIE (1992).

Segundo MILLIKEN e MILLIKEN (1995), este fenômeno permite que o veículo tenha a capacidade de fazer uma curva. Quando as rodas da frente são esterçadas, um ângulo de deriva é criado, gerando um aumento da força lateral, que faz com o carro mude de direção.

A Figura 3.3 é a curva da força lateral pelo ângulo de deriva, para uma determinada carga vertical – no caso, 1800 lb. Nesta curva, destacam-se duas propriedades importantes para a caracterização de um pneu: a região de pico e a inclinação da região linear no início da curva.

A região de pico determina a força lateral máxima que o pneu suporta em uma curva. Após este pico, o pneu perde aderência com o solo. Isso demonstra a importância da determinação deste valor limite, uma vez que ele influencia a performance do mesmo. Para pneus de corrida, opta-se por trabalhar o mais próximo desta região, ou seja, quase no limite de desempenho ou de aderência. Já para carros de passeio, por motivos de segurança, o pneu atua na região linear, o mais próximo possível da origem.

A inclinação da curva na região inicial da curva é chamada de rigidez lateral C_α (ou *cornering stiffness*), obtida pela relação entre a força vertical e o ângulo de deriva, conforme equação (1). Esta propriedade demonstra a capacidade do pneu de absorver esforços em relação a sua deformação.

$$F_y = C_\alpha \alpha. \quad (1)$$

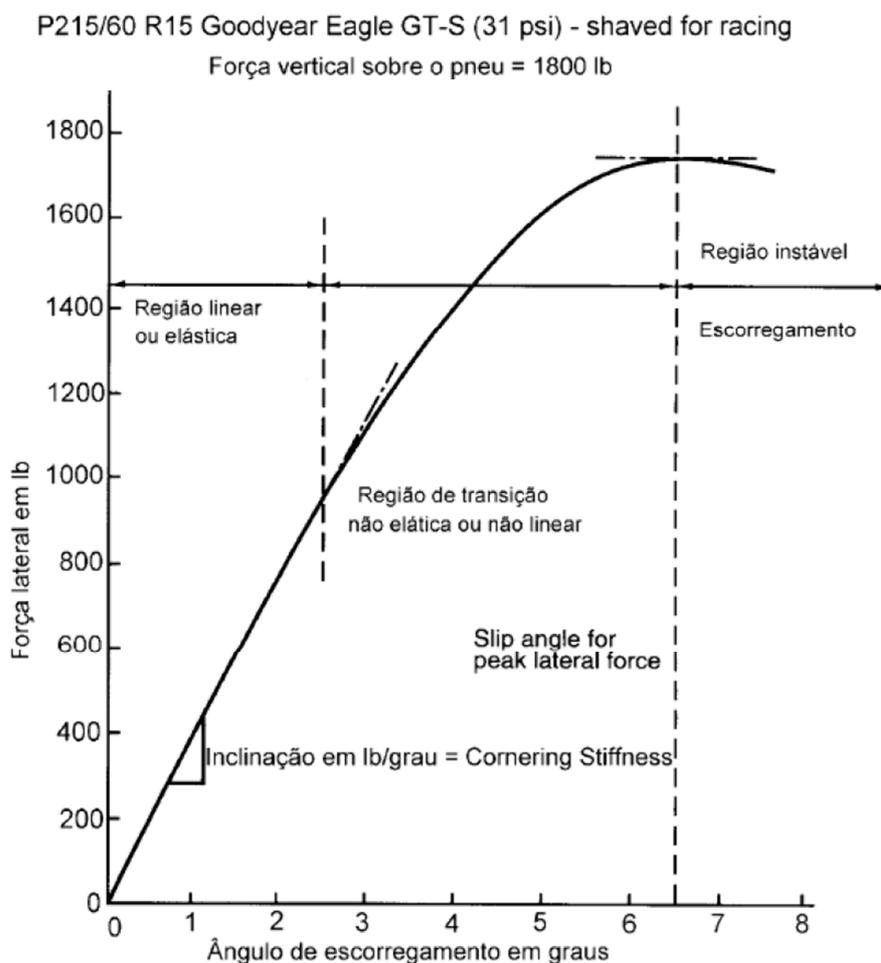


Figura 3.3 - Força lateral vs. ângulo de deriva para um pneu de corrida.

Fonte: adaptado de MILLIKEN e MILLIKEN (1995)

3.1.2. Fatores que influenciam o comportamento lateral do pneu

É importante destacar que há fatores que alteram a curva da Figura 3.3. Um dos fatores é a carga vertical atuante no pneu. Com o aumento da força vertical, ocorre o aumento da força lateral, para um mesmo ângulo α , porém, esse aumento não é proporcional. Outro fator é pressão de inflação, que provoca o aumento da rigidez lateral do pneu, mas reduz a sua área de contato com o solo. Ainda, pneus maiores ou mais largos apresentam uma maior rigidez lateral.

Outro aspecto que influencia o comportamento do pneu é a cambagem, que é a inclinação γ do mesmo em relação a um eixo vertical perpendicular ao solo. Então, a cambagem provoca o translado vertical da curva da Figura 3.3, ou seja, aumenta a rigidez lateral do pneu. Porém, esse aumento não é proporcional, o que faz com que, após um certo valor limite, o aumento do ângulo γ não aumenta a rigidez do pneu.

3.1.3. Momento auto-alinhante

A região superior da Figura 3.2 demonstra o carregamento atuante no pneu na região de contato, no qual F_y é a força lateral resultante atuante no pneu, que aumenta com o aumento do ângulo de deriva. Esta força está separada do eixo central por uma distância chamada de *pneumatic trail*, que diminui com o aumento de α . Então, a força F_y multiplicada por esta distância resulta no chamado momento auto-alinhante M_z , que gera a tendência do pneu de voltar a se movimentar em linha reta. Este momento é importante uma vez que gera efeitos substanciais no sistema de direção do veículo.

3.2. RIDE

Durante esta seção, serão abordados assuntos relacionados à dinâmica vertical de veículos, no que diz respeito às vibrações e, conseqüentemente, ao conforto do passageiro, conhecido como *ride*.

3.2.1. Propriedades de resposta de veículos

Segundo GILLESPIE (1992), o tratamento sistemático do veículo como um sistema dinâmico inicia-se com as propriedades básicas do carro no sistema de suspensão. Assim, define-se a massa suspensa como os elementos que são

suportados pela suspensão do veículo, tais como os chassis, motor, transmissão e etc. Já o conjunto da roda composto por pneu, roda, cubo de roda, disco e pinça de freio, dentre outros componentes, os quais estão localizados junto ao pneu e não suportados pelas molas e amortecedores, são chamados de massa não suspensa. Essa configuração, ilustrada na Figura 3.4, é chamada de modelo ¼ de carro.

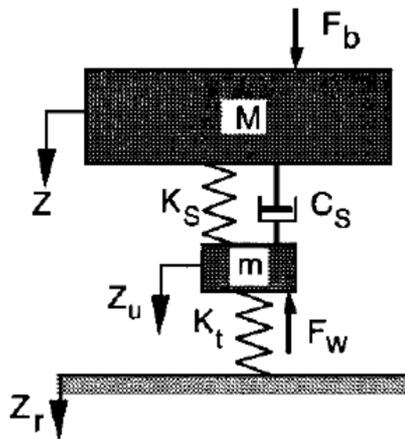


Figura 3.4 - Modelo 1/4 de carro.

Fonte: GILLESPIE (1992).

Os elementos que ligam a massa suspensa M à massa não suspensa m são a mola e o amortecedor do sistema de suspensão do veículo, com rigidez k_s e amortecimento C_s , respectivamente. Já a mola com rigidez k_t representa o pneu. Então, ao passar por uma irregularidade, o pneu é comprimido e uma aceleração vertical é gerada. Conseqüentemente, a massa não suspensa comprime a mola e o amortecedor do sistema de suspensão, levando ao deslocamento da massa suspensa.

Assim, o objetivo do *ride* é minimizar a aceleração vertical da massa suspensa, para aumentar o conforto do condutor. Então, a suspensão do veículo, juntamente com o pneu, devem atuar como um filtro, ou seja, devem filtrar as imperfeições da pista, principal fonte de excitação, a um nível tolerável. Além da pista, existem outras fontes de excitação, tais como: motor, transmissão, desbalanceamento e uma possível excentricidade do conjunto pneu/roda.

A fim de calcular a frequência da massa suspensa, de acordo com BLUNDELL e HARTY (2004), calcula-se a rigidez equivalente $k_{eq,s}$ da mola de suspensão e do pneu:

$$k_{eq,s} = \frac{k_s k_t}{k_s + k_t} = RR. \quad (2)$$

A rigidez equivalente também é chamada de *Ride Rate*, ou *RR*. Já a frequência natural da massa suspensa f_{ms} sem considerar o amortecimento, é:

$$f_{ms} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eq,s}}{m_s}}, \quad (3)$$

na qual m_s representa o valor da massa suspensa. Quando o amortecimento da suspensão está presente, segundo GILLESPIE (1992), tem-se que a ressonância ocorre na frequência natural da massa suspensa amortecida, $f_{ms,a}$, dada por:

$$f_{ms,a} = f_{ms} \sqrt{1 - \zeta_s^2}, \quad (4)$$

em que ζ_s é a taxa de amortecimento e $\zeta_s = C_s / \sqrt{4k_s m}$. Já a variável C_s é o coeficiente de amortecimento.

A mesma análise pode ser feita para a massa não suspensa. As fórmulas estão descritas a seguir:

$$k_{eq,ns} = k_s + k_t, \quad (5)$$

$$f_{ns} = \sqrt{\frac{k_{eq,ns}}{m_{ns}}}. \quad (6)$$

Assim, $k_{eq,ns}$ é a rigidez equivalente, m_{ns} é o valor da massa não suspensa e f_{ns} é a frequência natural da massa não suspensa.

Segundo GILLESPIE (1992), o comportamento dinâmico completo do modelo $\frac{1}{4}$ de carro pode ser obtido aplicando-se a segunda lei de Newton para as massas suspensa e não suspensa. Assim, resolvendo-se as equações, pode-se determinar o movimento da massa suspensa de acordo com um deslocamento do solo, forças no conjunto da roda e forças aplicadas diretamente na massa suspensa.

3.2.2. Rigidez da suspensão

Segundo GILLESPIE (1992), a mola de suspensão estabelece o *ride* do veículo e, assim, a frequência natural do sistema verticalmente, pois esta mola está em série com a “mola” do pneu, que possui uma rigidez considerável. Como a amplitude da

aceleração do solo é ampliada em altas frequências, deseja-se minimizar a frequência natural.

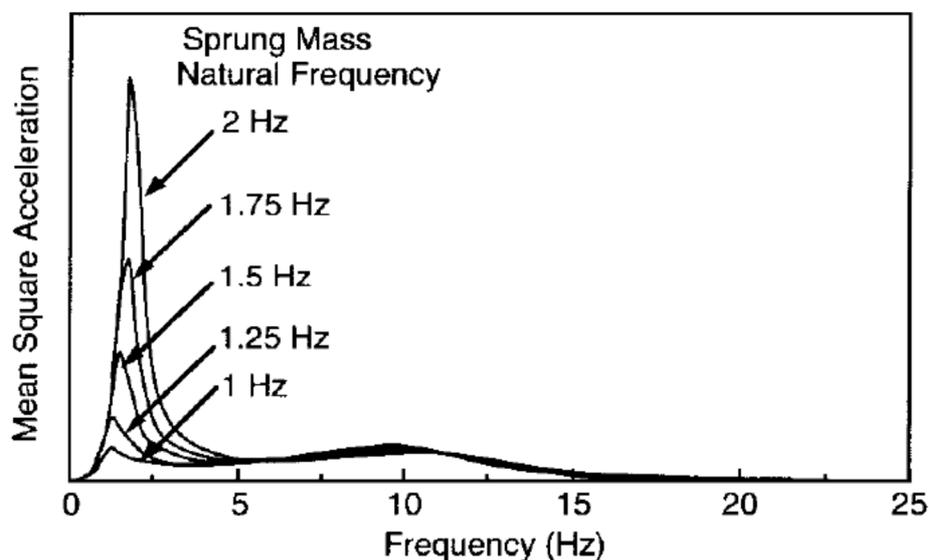


Figura 3.5 - Espectro de frequências para a aceleração da massa suspensa em função da frequência.

Fonte: GILLESPIE (1992).

A Figura 3.5, apresenta o valor quadrático médio da aceleração da massa suspensa, para variados valores de frequência natural da mesma, em função da frequência do solo, para um veículo $\frac{1}{4}$ de carro. A menor aceleração ocorre na frequência natural de 1 Hz e, para valores de frequência natural maiores, ou seja, suspensões mais rígidas, o pico de aceleração aumenta. Isso leva a uma maior transmissibilidade das acelerações do solo à massa suspensa, gerando um desconforto cada vez maior do piloto.

3.2.3. Amortecimento da suspensão

O amortecimento é proveniente da ação de absorvedores de choques hidráulicos, porém, contrário ao nome, eles não absorvem choques, que é função da mola. Então, o amortecedor tem como objetivo dissipar a energia do sistema proveniente de um impacto.

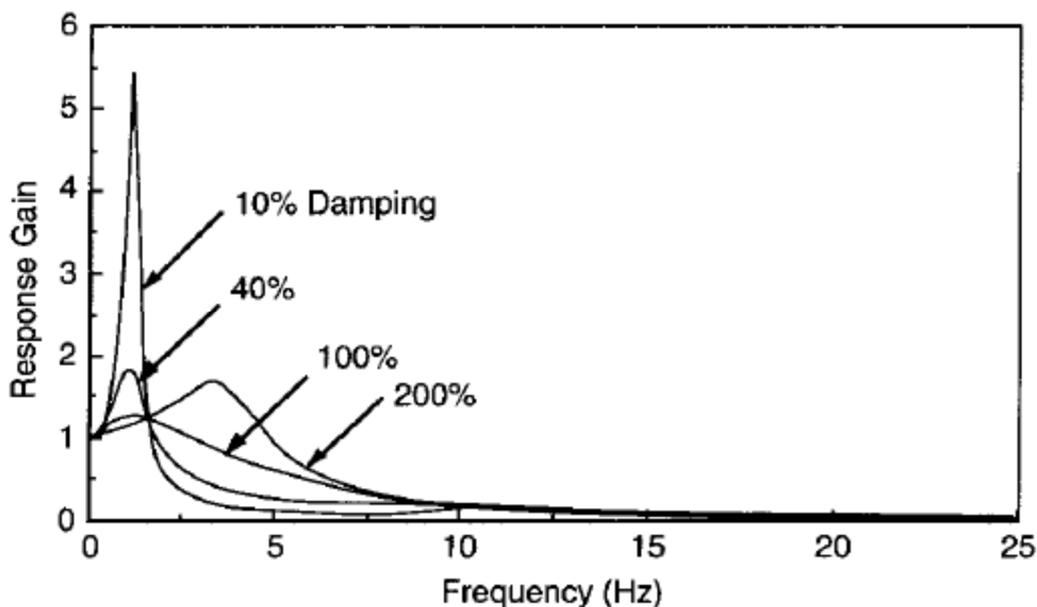


Figura 3.6 - Efeito do amortecimento no comportamento de isolamento da suspensão.

Fonte: GILLESPIE (1992).

A Figura 3.6 ilustra o efeito do amortecimento pelo ganho em resposta, para um modelo $\frac{1}{4}$ de carro. Para um baixo amortecimento, por exemplo 10%, ocorre uma resposta muito alta em 1 Hz. Essa resposta faz com que a massa suspensa amplifique ondulações longitudinais do solo. Porém, após a ressonância, ocorre uma alta atenuação para todas as frequências, o que é benéfico.

Considerando um amortecimento de 40%, o ganho de resposta é pouco ampliado, porém a atenuação é menor. Já para a frequência crítica de 100%, o comportamento da massa suspensa em 1 Hz é controlado, mas com uma perda no isolamento em frequências maiores. Por fim, para um amortecimento acima do crítico, de 200%, o amortecedor se torna muito rígido e faz com que a suspensão não se mova mais, gerando um movimento harmônico vertical do veículo em seus pneus, numa frequência entre 3 e 4 Hz.

3.3. SISTEMA DE SUSPENSÃO

Segundo JAZAR (2008), a suspensão tem a função de ligar as rodas ao veículo, permitindo uma movimentação relativa. Assim, o sistema de suspensão

deve prover a capacidade de impulsionar, frear e esterçar o veículo, através de sua ligação com as rodas.

As suspensões do tipo independentes permitem a movimentação vertical de uma roda sem afetar a roda oposta. Já as do tipo dependentes, não possuem esta característica, uma vez que as rodas são ligadas por um mesmo eixo rígido. Nesta seção, serão abordadas alguns dos principais tipos de suspensão utilizados, porém serão expostos somente as do tipo independentes, pois são as mais utilizadas em veículos do tipo mini baja. Em seguida, serão discutidas algumas características geométricas da suspensão.

3.3.1. Duplo A

Conforme MILLIKEN e MILLIKEN (1995), a suspensão do tipo Duplo A (ou *Double Wishbone*) tem a característica de apresentar duas bandejas no formato da letra “A”, na qual, geralmente, o braço superior é menor que o inferior. Este sistema é considerado um dos melhores em controlar os parâmetros cinemáticos do pneu, além de distribuir melhor as cargas suportadas no chassi, em mais pontos de contato.

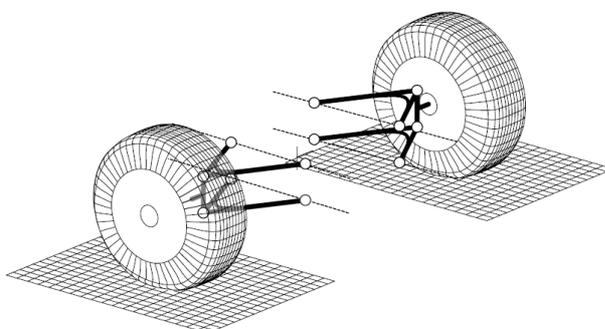


Figura 3.7 - Suspensão do tipo Duplo A.

Fonte: JAZAR (2008).

3.3.2. McPherson

A suspensão McPherson apresenta uma bandeja inferior do tipo “A” e um sistema mola- amortecedor na parte superior, substituindo a bandeja superior e que, conseqüentemente, deve suportar esforços em todas as direções. Para formar um sistema cinemático, deve-se adicionar um tirante. Este tipo de suspensão é muito utilizado na dianteira de veículos comerciais, por ser compacto.

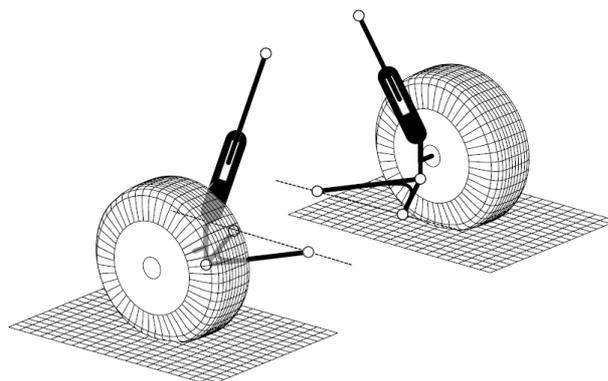


Figura 3.8 - Suspensão do tipo McPherson.

Fonte: JAZAR (2008).

3.3.3. Braço semi-arrastado

Este sistema de suspensão possui apenas uma bandeja, chamada de braço semi-arrastado. Conseqüentemente, esta deve ser muito robusta, pois deve suportar, sozinha, todos os esforços a que for submetida. O eixo de fixação do braço na estrutura não é perpendicular à linha de centro do veículo (o que a diferencia do Braço Arrastado), e sim angulado em relação ao mesmo e ao chão. Isto é feito para se obter um maior controle cinemático do pneu, embora ainda seja reduzido.

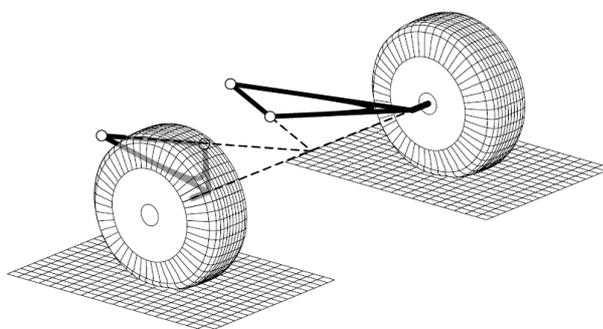


Figura 3.9 - Suspensão do tipo Braço Semi-arrastado.

Fonte: JAZAR (2008).

3.3.4. Multilink

Segundo GILLESPIE (1992), a suspensão do tipo *multilink* é caracterizada pela presença de terminais rotulares nas extremidades dos *links*, evitando momentos fletores nos mesmos. Porém, isto adiciona mais um grau de liberdade no movimento das rodas. Assim, um *link* adicional é utilizado para se eliminar este grau de liberdade e assim controlar o pneu. A utilização deste sistema de suspensão permite

uma maior flexibilidade ao projetista para se obter o movimento desejado das rodas, porém, é mais complexo de se projetar.

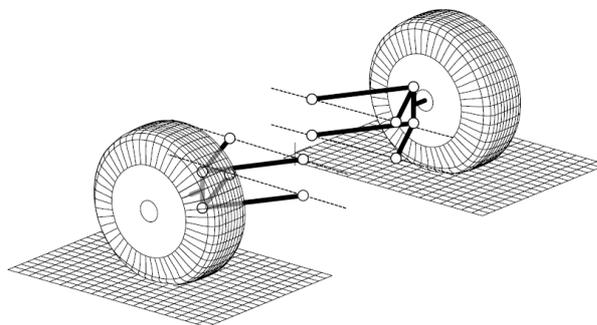


Figura 3.10 - Suspensão do tipo Multilink.

Fonte: JAZAR (2008).

3.3.5. Centro de rolagem frontal

Segundo GILLESPIE (1992), o centro de rolagem, ou *RC*, é o ponto no qual as forças laterais desenvolvidas pelas rodas são transmitidas para a massa suspensa. Logo, este ponto influencia diretamente o comportamento das massas suspensa e não suspensa do veículo durante uma curva.

O *RC* é obtido através da localização do centro instantâneo de rolagem da suspensão, ou *IC*. É importante destacar que estes pontos são definidos de acordo com a posição estática da suspensão, ou seja, em caso de movimento, os mesmos são alterados. Além disso, o *RC* é determinado na dianteira e na traseira do veículo e, ligando-se os pontos, determina-se o eixo de rolagem, no qual o veículo como um todo rola em direção ao chão.

A Figura 3.11 demonstra a obtenção do centro de rolagem para uma suspensão do tipo duplo A. Primeiramente, projeta-se uma linha em cada bandeja de suspensão e, no ponto de interseção, obtém-se o centro instantâneo de rolagem. Em seguida, projeta-se uma linha a partir do centro do ponto de contato pneu-solo até o *IC* e, fazendo-se o mesmo para o outro lado da suspensão, o ponto de interseção entre essas duas linhas provenientes do ponto de contato pneu-solo é o centro de rolagem da massa suspensa.

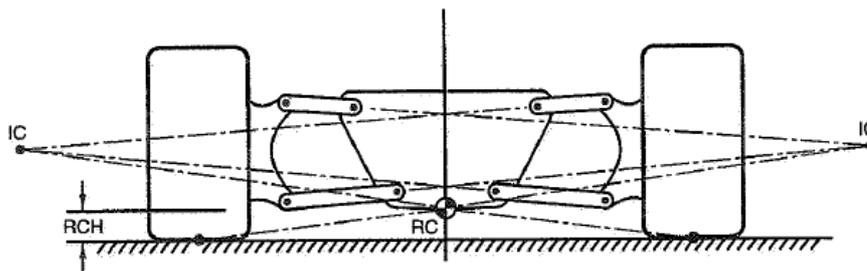


Figura 3.11 - Determinação do centro de rolagem.

Fonte: MILLIKEN e MILLIKEN (1995).

Segundo MILLIKEN e MILLIKEN (1995), quando um carro faz uma curva, uma força lateral devido à inércia atua no centro de gravidade. Esta força lateral no CG pode ser transladada para o centro de rolagem através de um momento. Assim, quanto mais alto o RC e conseqüentemente mais perto do CG, menor o momento de rolagem atuando neste ponto. O oposto também é válido.

3.3.6. Variação de cambagem

Substituindo as balanças de suspensão por um único *link* que liga o centro da roda ao centro instantâneo frontal, obtém-se o braço frontal de oscilação, ou *fvsa*. O comprimento deste braço está diretamente ligado a taxa de variação de cambagem da roda pela compressão da mesma. Este efeito pode ser visualizado na Figura 3.12 e quanto maior o comprimento deste braço, menor a variação de cambagem.

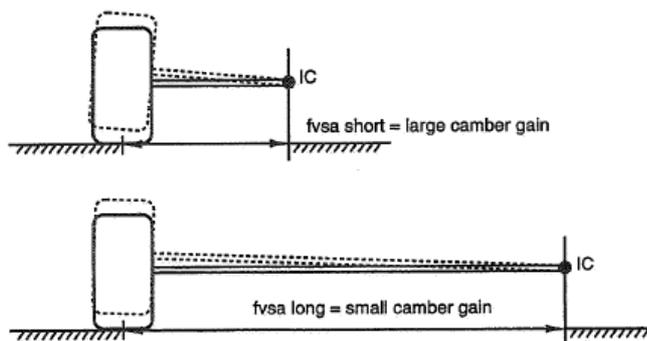


Figura 3.12 - Variação de cambagem.

Fonte: MILLIKEN e MILLIKEN (1995).

3.3.7. Scrub

Conforme MILLIKEN e MILLIKEN (1995), o *scrub* é a variação do comprimento da bitola do veículo, provocado pela movimentação lateral das rodas relativo ao solo quando movimentadas verticalmente, ilustrado na Figura 3.13. Essa propriedade é função do comprimento das balanças de suspensão e da altura do centro

instantâneo de rolagem em relação ao solo. Quanto mais alto for o *IC* em relação ao chão, mais a roda se movimenta para fora e, com o *IC* abaixo do solo, a roda se movimenta para dentro.



Figura 3.13 - Trajetória da roda com uma grande quantidade de scrub.

Fonte: MILLIKEN e MILLIKEN (1995).

Uma grande quantidade de *scrub* gera componentes de velocidade lateral no pneu e que, quando somadas à velocidade frontal, altera o ângulo de deriva do mesmo, causando distúrbios laterais no veículo.

3.4. SISTEMA DE DIREÇÃO

O sistema de direção de um veículo tem a função de esterçar as rodas dianteiras em resposta de acordo com o comando do condutor, a fim de prover o controle direcional do carro. Os principais tipos de sistema de direção estão ilustrados na Figura 3.14.

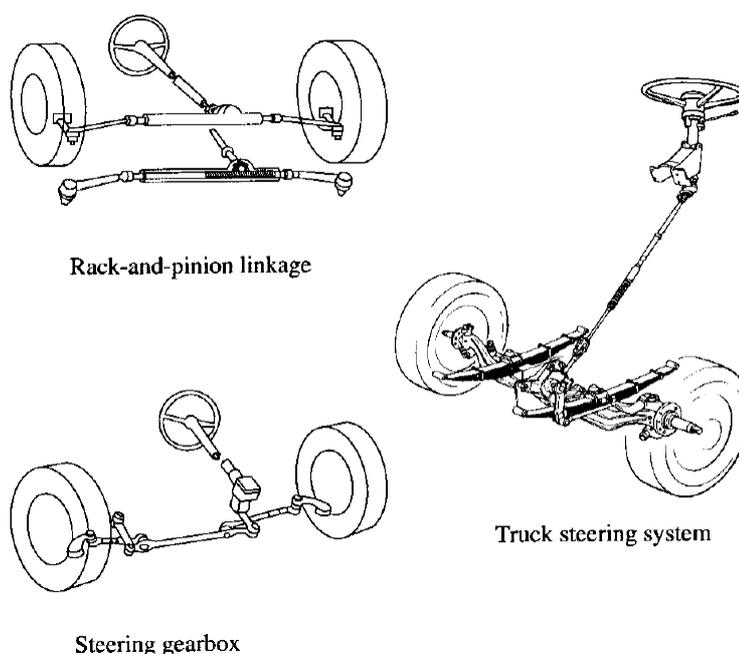


Figura 3.14 - Sistemas de direção típicos.

Fonte: GILLESPIE (1992).

O sistema pinhão-cremalheira, utilizado em veículos mini baja, consiste em uma cremalheira que se move linearmente, e um pinhão ligado à coluna de direção. Esta cremalheira está ligada as barras de direção, que efetivamente esterçam as rodas e controlam o ângulo de esterçamento.

Segundo JAZAR (2008), quando um veículo está fazendo uma curva a baixa velocidade, de acordo com a Figura 3.15, há uma condição cinemática entre as rodas interna e externa a curva, que permite que elas estercem sem haver deslizamento. Essa condição é chamada de Condição de Ackerman, expressa por:

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l}. \quad (7)$$

Sendo δ_o o ângulo de esterçamento da roda externa à curva, δ_i o ângulo de esterçamento da roda interna, w a bitola e l , o entre-eixos.

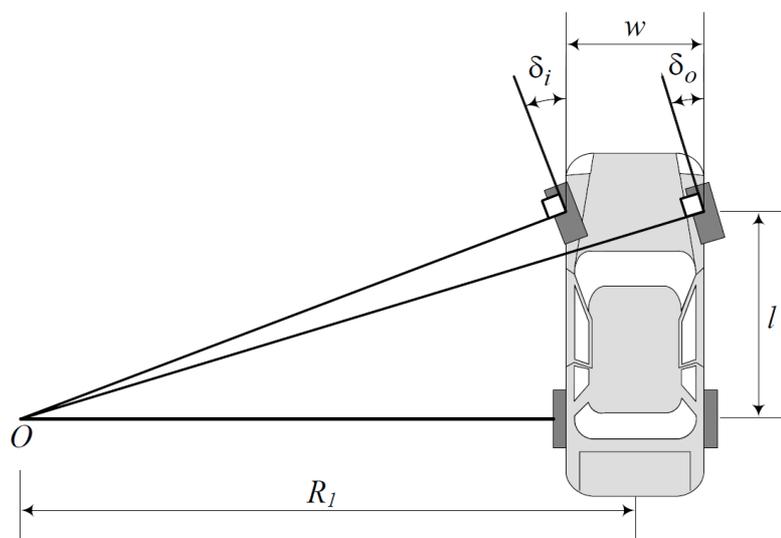


Figura 3.15 - Sistema de direção frontal e a condição de Ackerman.

Fonte: JAZAR (2008).

O raio de curva circular, R , descrito pelo centro de gravidade do veículo, é dado por:

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta}, \quad (8)$$

Sendo que δ é o ângulo médio dos ângulos de esterçamento das rodas interna e externa.

$$\cot \delta = \frac{\cot \delta_o + \cot \delta_i}{2} . \quad (9)$$

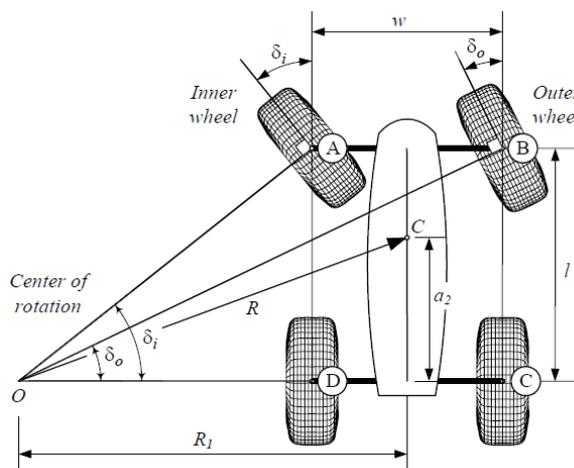


Figura 3.16 - Sistema de direção frontal e os ângulos de esterçamento das rodas interna e externa.

Fonte: JAZAR (2008).

Portanto, para se atingir a condição de Ackerman, a roda interna deve esterçar a um ângulo superior ao da roda externa. Esses ângulos são determinados pelas seguintes expressões, de acordo com a Figura 3.16:

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}} ; \quad (10)$$

$$\tan \delta_o = \frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}} . \quad (11)$$

A condição de Ackerman é atendida quando a velocidade do veículo é baixa e não há ângulo de deriva nos pneus. Logo, não é possível o projeto de um sistema de direção que atenda a essa condição.

3.4.1. Bump steer

Conforme JAZAR (2008), o bump steer é o esterçamento da roda gerada pelo movimento vertical da mesma, em relação ao veículo. Este fenômeno é indesejável, uma vez que a roda se esterça quando sofre um impacto ou quando o veículo rola, fazendo com que o veículo percorra um caminho não desejado pelo piloto. Este fenômeno pode ser minimizado pelo posicionamento e dimensionamento das barras de direção.

3.4.2. Comprimento e posição das barras de direção

O método gráfico utilizado para o posicionamento da barra de direção está ilustrado na Figura 3.17. Primeiramente, é necessário arbitrar o ponto U e se obter o ponto T (ou vice-versa). O ponto U representa a junção entre a barra de direção e a manga de eixo e T representa a junção entre a barra de direção e a cremalheira.

Primeiramente, conforme REIMPELL, STOLL e BETZLER (2001), no caso em que o ponto U se situe à direita de EG (em direção ao chassi), une-se o ponto U ao centro instantâneo de rolagem (P_1 , nesta imagem). Em seguida, estende-se as retas EG e CD, obtendo-se o ponto P_2 , que é conectado ao ponto P_1 através de uma linha. Se a reta UP_1 está acima de GD, o ângulo α formado é movido para cima de P_1P_2 , resultando uma reta. Esta reta é ligada ao prolongamento de UE, originando o ponto virtual P_3 . Por fim, P_3 é ligado ao ponto C e estendido e, no ponto em que cruza a reta UP_1 , obtém-se o ponto T desejado.

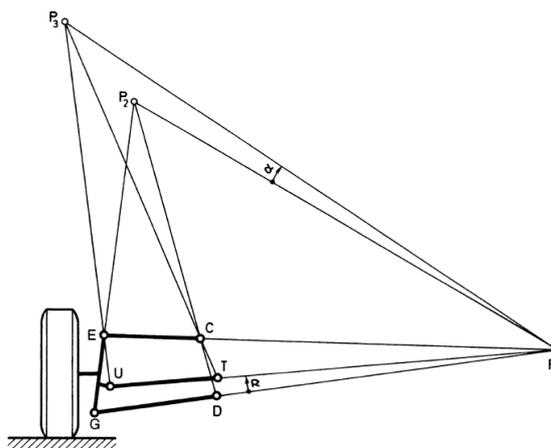


Figura 3.17 - Suspensão duplo A com a barra de direção acima da bandeja inferior.

Fonte: REIMPELL, STOLL e BETZLER (2001).

Conforme a Figura 3.18, o ponto U localiza-se à esquerda de EG, ou seja, na direção da roda. Para que esta geometria seja possível, o pinhão deve ser colocado à frente do eixo do centro da roda. O ponto P_3 se move para a direita e o ponto T, para a esquerda. A obtenção do posicionamento da barra de direção para outros tipos de situações e geometrias é abordado por REIMPELL, STOLL e BETZLER (2001).

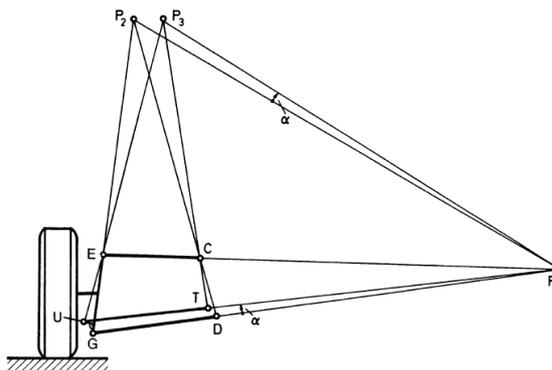


Figura 3.18 - Suspensão duplo A com o pinhão localizado na frente do centro da roda.

Fonte: REIMPELL, STOLL e BETZLER (2001).

3.5. GEOMETRIA DE MANGA DE EIXO

Segundo GILLESPIE (1992), a geometria do eixo de esterçamento da roda determina as reações de força e momento no sistema de direção. Os principais componentes desta geometria estão ilustrados na Figura 3.19.

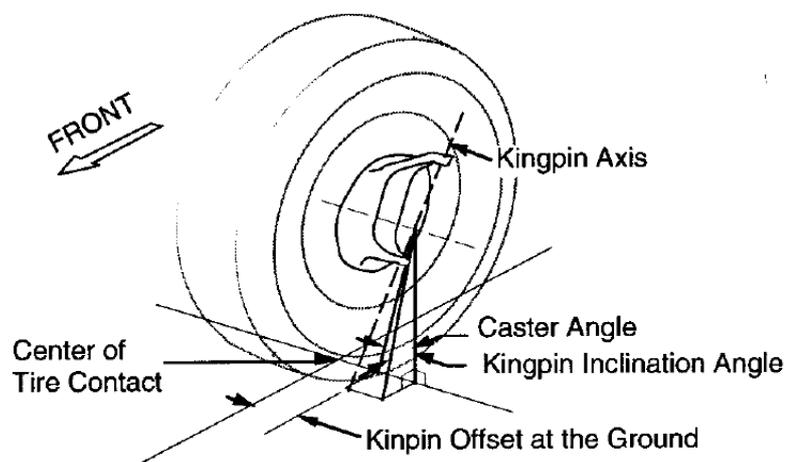


Figura 3.19 - Principais componentes da geometria de manga de eixo.

Fonte: GILLESPIE (1992).

3.5.1. Pino mestre

Também chamado de *Kingpin*, é o eixo no qual a roda é esterçada. É uma reta que conecta os terminais rotulares das bandejas de suspensão, caso a suspensão seja do tipo duplo A, ou que liga o terminal da bandeja de suspensão e o ponto de fixação superior do amortecedor, em um sistema McPherson.

A inclinação do pino mestre é o ângulo σ formado pelo prolongamento do eixo EG com uma reta perpendicular ao solo, como pode ser visto na Figura 3.20. Já o offset (ou braço) do pino mestre é a distância horizontal r_σ entre o ponto de interseção do prolongamento do eixo EG com o chão e o eixo de simetria vertical. No caso desta ilustração, este valor é considerado positivo. Então, se o ponto de interseção da reta EG e o solo for do lado esquerdo do plano central da roda, este braço é considerado negativo.

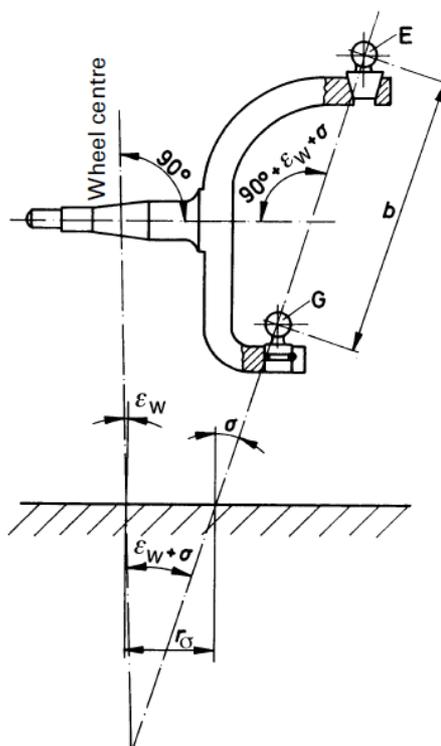


Figura 3.20 - Representação do ângulo e do offset do pino mestre.

Fonte: REIMPELL, STOLL e BETZLER (2001).

Conforme MILLIKEN e MILLIKEN (1995), a inclinação do pino mestre faz com que o veículo seja levantado quando as rodas são esterçadas. Assim, quanto maior o ângulo de pino mestre, mais o veículo levanta. Além disso, a essa inclinação também influencia a variação de cambagem durante o esterçamento. Quando a roda é esterçada, cambagem positiva é gerada (nas duas rodas), o que é indesejável.

O offset de pino se relaciona com sensibilidade do piloto em sentir as perturbações da pista no volante. Assim, quanto maior este valor, mais as imperfeições serão transmitidas.

3.5.2. Caster

Segundo REIMPELL, STOLL e BETZLER (2001), o ângulo de caster τ é o ângulo formado entre o eixo de direção EG, no plano lateral ao pneu, e uma reta perpendicular ao solo. O braço de caster, ou *mechanical trail*, denotado por r_τ ou $r_{\tau,k}$ na figura abaixo, é a distância entre os pontos K e W, no chão. De acordo com a Figura 3.21, adotando o sentido de movimentação do veículo da direita para a esquerda, este ângulo de caster é considerado positivo.

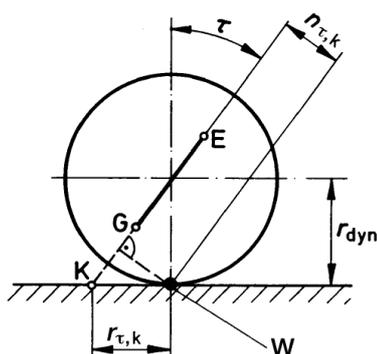


Figura 3.21 - Representação do ângulo e do braço de caster.

Fonte: REIMPELL, STOLL e BETZLER (2001).

MILLIKEN e MILLIKEN (1995) afirma que quanto maior for o valor do braço de caster, maior a força necessária para esterçar as rodas. Além disso, o ângulo de caster faz com que o veículo se levante quando as rodas são esterçadas, assim como a inclinação do pino mestre. Por fim, este ângulo também influencia a variação de cambagem pelo esterçamento da roda, porém tem o efeito contrário ao ângulo de pino mestre. Quando a roda externa é esterçada, para um caster positivo, haverá um ganho de cambagem negativo (e positivo para a roda interna).

3.6. DIRIGIBILIDADE

Durante esta seção, objetiva-se determinar o comportamento do veículo de acordo com o esterçamento do volante, em regime permanente e em duas situações: em baixa e em alta velocidade.

Primeiramente, em baixa velocidade, por exemplo o veículo manobrando em uma vaga de estacionamento, considera-se que forças laterais não são

desenvolvidas pelos pneus e, conseqüentemente, não ocorre deformação lateral destes. Assim, o veículo faria uma curva como ilustrada na Figura 3.22.

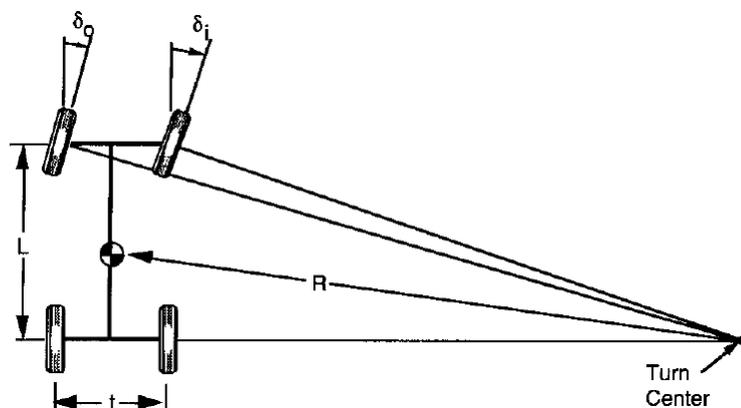


Figura 3.22 - Geometria de um veículo em curva.

Fonte: GILLESPIE (1992).

Então, o centro de curva é formado pelo encontro entre retas perpendiculares aos pneus dianteiros e a projeção lateral do eixo traseiro, conforme proposto por Ackerman. Assim, os ângulos de direção das rodas são calculados pelas equações (10) e (11) e o ângulo médio δ (ou ângulo de Ackerman) é obtido geometricamente:

$$\delta = \frac{L}{R} . \quad (12)$$

A equação (12) é válida excluindo-se possíveis deformações ou desvios das rodas, dentre outros fatores. Porém, em situações em que velocidades médias ou altas são geradas pelo veículo, este ângulo δ não mais será obtido pela equação (12) e novos termos serão adicionados à mesma, devido à influência da força lateral. Portanto, deste momento em diante, será analisado o comportamento direcional do veículo considerando-se a aceleração lateral.

3.6.1. Equações do veículo em curva

Segundo GILLESPIE (1992), as equações que caracterizam um veículo em curva em regime estacionário são obtidas pela aplicação da Segunda Lei de Newton juntamente com a equação que descreve a geometria em curva modificada. Para facilitar a análise da situação, adota-se um modelo que simplifica o veículo, conforme Figura 3.23. Os eixos dianteiro e traseiro são representados por uma roda cada um, com um ângulo de direção δ na dianteira.

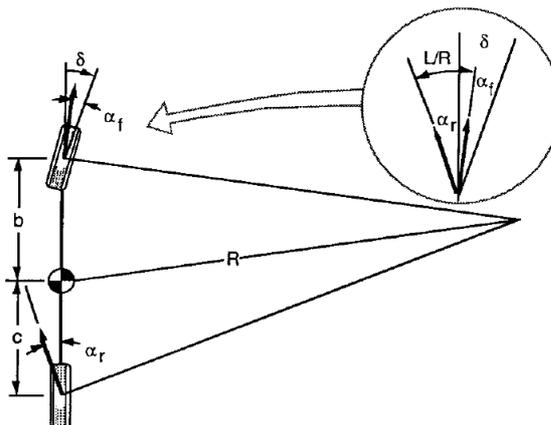


Figura 3.23 - Modelo simplificado de um veículo em curva.

Fonte: GILLESPIE (1992).

Considerando um veículo se deslocando a uma velocidade v , a soma das forças laterais nos pneus é igual a massa m multiplicada pela aceleração lateral:

$$\Sigma F_y = F_{yd} + F_{yt} = m \frac{v^2}{R}, \quad (13)$$

no qual F_{yd} e F_{yt} são as forças laterais nos eixos dianteiro e traseiro, respectivamente, e R é o raio de curva. Além disso, para o veículo estar em equilíbrio de momentos em seu CG, o somatório de momentos deve ser nulo.

$$F_{yd}b - F_{yt}c = 0. \quad (14)$$

Isolando-se F_{yd} na equação (14) e substituindo na equação (13), obtém-se:

$$F_{yt} = m \frac{b}{L} \left(\frac{v^2}{R} \right). \quad (15)$$

Sendo L o comprimento entre-eixos. O termo mb/L corresponde à parcela da massa do veículo localizado no eixo traseiro e será denotada por m_t . Assim, a força lateral desenvolvida no eixo traseiro deve ser a massa deste eixo multiplicada pela aceleração lateral neste local. O mesmo vale para o eixo dianteiro.

Substituindo a equação (15), para os eixos traseiro e dianteiro, na equação (1), obtém-se:

$$\alpha_d = m_d \frac{v^2}{C_{\alpha d} R}; \quad (16)$$

$$\alpha_t = m_t \frac{v^2}{C_{\alpha t} R}. \quad (17)$$

Analisando-se a geometria da curva no modelo simplificado da Figura 3.23, a partir do detalhe na parte superior direita, conclui-se que o ângulo de direção δ é dada pela relação geométrica obtida em (12), porém alterado pelos ângulos de deriva dos pneus, ou seja:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \alpha_d - \alpha_t. \quad (18)$$

O termo numérico que multiplica L/R converte de radianos para graus a unidade desta divisão. Substituindo as equações (16) e (17) na equação (18), obtém-se a seguinte relação:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \left(\frac{m_d}{C_{\alpha d}} - \frac{m_t}{C_{\alpha t}} \right) \frac{v^2}{R}. \quad (19)$$

3.6.2. Gradiente de subesterçamento

A equação (19) é frequentemente escrita substituindo-se o termo entre parênteses por K , que é o gradiente de subesterçamento, e o termo que o multiplica por a_y , que é a aceleração lateral.

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + K a_y. \quad (20)$$

Então, o gradiente de subesterçamento para a rigidez dos pneus em curva é:

$$K_p = \frac{m_d}{C_{\alpha d}} - \frac{m_t}{C_{\alpha t}}. \quad (21)$$

Conforme GILLESPIE (1992), a equação (19) descreve como o ângulo de direção é alterada pelo raio de curva R , ou pela aceleração lateral a_y . O gradiente de subesterçamento determina a magnitude e a direção das entradas na direção. Existem três possibilidades:

i. Comportamento neutro:

Durante uma curva de raio constante, não será necessária uma mudança no ângulo de direção conforme a velocidade é variada. Neste caso, K é nulo e os

ângulos de deriva dianteiro e traseiro são iguais. Assim, o ângulo δ será o ângulo de Ackerman.

ii. Comportamento subesterçante (*understeer*)

Durante uma curva de raio constante, o ângulo de direção deverá ser aumentado juntamente com a velocidade, proporcionalmente a K vezes a aceleração lateral. No subesterçamento, a aceleração lateral no CG faz com que os pneus dianteiros deslizem lateralmente a um valor maior que os traseiros e, portanto, a dianteira deve ser esterçada a um ângulo maior para manter o raio da curva. Neste caso, K é positivo e $\alpha_d > \alpha_f$.

iii. Comportamento sobreesterçante (*oversteer*)

Durante uma curva de raio constante, o ângulo de direção deverá diminuir enquanto a velocidade e a aceleração lateral aumentam. No sobreesterçamento, a aceleração lateral no CG faz com que os pneus traseiros deslizem lateralmente a um valor maior que os dianteiros, diminuindo o raio de curva. Portanto, para eliminar o deslizamento da traseira do veículo para fora da curva, deve-se reduzir o ângulo de esterçamento. Neste caso, K é negativo e $\alpha_d < \alpha_f$.

A maneira como o ângulo de direção varia com a velocidade, em uma curva de raio constante para os casos anteriores está ilustrado na Figura 3.24.

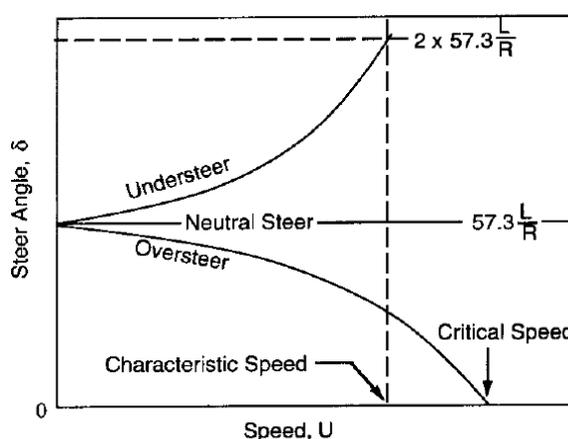


Figura 3.24 - Variação do ângulo de direção com a velocidade.

Fonte: GILLESPIE (1992).

3.6.3. Distribuição do momento de rolagem

Segundo GILLESPIE (1992), o centro de rolagem é o ponto no qual as forças laterais são transferidas das rodas à massa suspensa. Aplicando a Segunda Lei de Newton para os momentos no eixo, de acordo com a Figura 3.25, determina-se a relação entre as cargas na roda e a força lateral e o ângulo de rolagem. Além das forças verticais nas rodas, há uma força lateral F_y atuante no centro de rolagem. Com a rolagem da massa suspensa, gera-se um torque no eixo proporcional à rigidez de rolagem K_ϕ multiplicado pelo ângulo de rolagem ϕ .

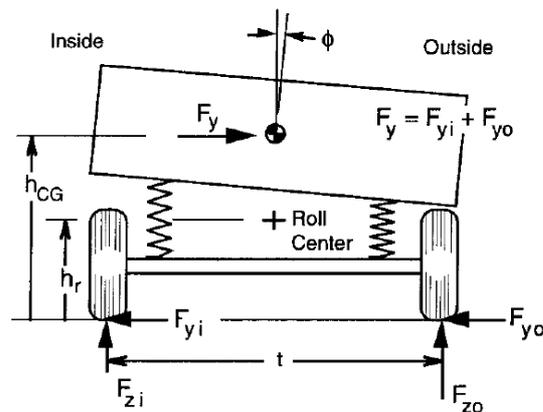


Figura 3.25 - Análise de forças de um veículo simplificado em curva.

Fonte: GILLESPIE (1992).

Então, a equação para a diferença de cargas entre as rodas é:

$$F_{ze} - F_{zi} = \frac{2F_y h_{cr}}{t} + \frac{2K_\phi \phi}{t} = 2\Delta F_z \quad (22)$$

Nesta equação, F_{zi} é a carga vertical na roda interna e F_{ze} , na externa. Já F_y é a força lateral, que é igual a soma das forças laterais atuantes em cada roda. Ainda, h_{cr} é a altura do centro de rolagem e t é a bitola.

GILLESPIE (1992) afirma que a transferência de carga lateral ocorre a partir de dois mecanismos. O primeiro, descrito por $2F_y h_{cr}/t$, é a transferência de carga lateral devido a forças que surgem durante uma curva. Esse mecanismo depende da força lateral imposta e, portanto, é um efeito instantâneo. O segundo, descrito por $2K_\phi \phi/t$ é a transferência de carga lateral devido a rolagem. Depende da dinâmica de rolagem do veículo, ou seja, depende da distribuição do momento de rolagem.

Com a finalidade de se obter as expressões da distribuição do momento de rolagem para os eixos dianteiro e traseiro, considera-se o eixo de rolagem como uma linha que liga os centros de rolagem destas suspensões, conforme ilustrado na Figura 3.26. Então, o momento sobre o eixo de rolagem é:

$$M_{\phi} = \left[mh_1 \text{sen} \phi + m \frac{v^2}{R} h_1 \cos \phi \right] \cos \varepsilon . \quad (23)$$

Considerando ângulos pequenos, $\cos \phi$ e $\cos \varepsilon$ são iguais a unidade e $\text{sen} \phi$ é o próprio valor de ϕ . Então:

$$M_{\phi} = mh_1 \left[\frac{v^2}{R} + \phi \right] . \quad (24)$$

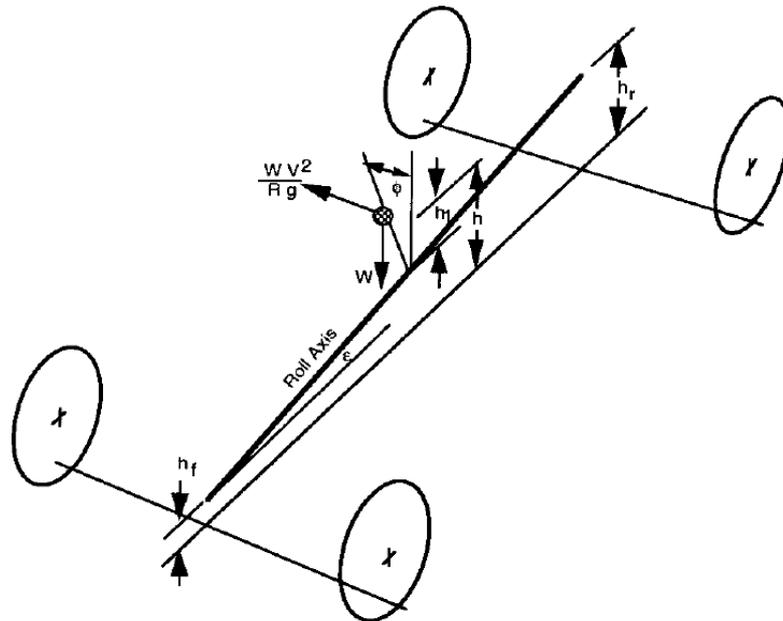


Figura 3.26 - Análise de forças para a rolagem de um veículo.

Fonte: GILLESPIE (1992).

O momento de rolagem é definido da seguinte maneira:

$$M_{\phi} = M_{\phi_d} + M_{\phi_t} = (K_{\phi_d} + K_{\phi_t}) \phi , \quad (25)$$

então, o ângulo de rolagem no CG é:

$$\phi = \frac{mh_1 v^2 / R}{K_{\phi_d} + K_{\phi_t} - mh_1 / g} . \quad (26)$$

Por fim, derivando-se esta relação em relação a aceleração lateral, obtém-se a taxa de rolagem de um veículo:

$$R_\phi = \frac{d\phi}{da_y} = \frac{mh_1}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - mh_1/g}. \quad (27)$$

Combinando as equações (26) e (24), obtém-se o momento de rolagem para cada eixo:

$$M_{\phi d} = K_{\phi d} \frac{mh_1 v^2/R}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - mh_1/g} + m_d h_{cr,d} \frac{v^2}{R} = \Delta F_{zd} t_d; \quad (28)$$

$$M_{\phi t} = K_{\phi t} \frac{mh_1 v^2/R}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - mh_1/g} + m_t h_{cr,t} \frac{v^2}{R} = \Delta F_{zt} t_t. \quad (29)$$

Estas equações podem ser utilizadas para determinar a variação de carga vertical ΔF_z em cada pneu. Neste caso:

$$\Delta F_{zd} = F_{zd,e} - \frac{m_d g}{2} = -\left(F_{zd,i} - \frac{m_d g}{2}\right); \quad (30)$$

$$\Delta F_{zt} = F_{zt,e} - \frac{m_t g}{2} = -\left(F_{zt,i} - \frac{m_t g}{2}\right). \quad (31)$$

A fim de determinar a influência da transferência de carga lateral na dirigibilidade do veículo, deve-se obter em gradiente de subesterçamento. Para tanto, deve-se relacionar a força proveniente de uma curva no pneu e o seu ângulo de deriva. Primeiramente, a partir da rigidez lateral do pneu, de acordo com a equação (1), pode-se expressar esta rigidez $C\alpha$ através de uma equação polinomial de segunda ordem, com coeficientes a e b .

$$F_y = (aF_z - bF_z^2)\alpha. \quad (32)$$

Esta equação é utilizada para caracterizar cada pneu individualmente. Para um veículo como o ilustrado na Figura 3.25, a força lateral nos pneus é dada por:

$$F_y = (aF_{ze} - bF_{ze}^2 + aF_{zi} - bF_{zi}^2)\alpha. \quad (33)$$

Analisando a variação de carga vertical em cada roda e fazendo-se simplificações pertinentes, tem-se que:

$$F_y = (2aF_z - 2bF_z^2 - 2b\Delta F_z^2) \alpha. \quad (34)$$

Nota-se que os dois primeiros termos entre parêntesis representam a rigidez lateral estática do pneu conforme ilustrado pela equação (32). Então:

$$F_y = (C_\alpha - 2b\Delta F_z^2) \alpha. \quad (35)$$

Esta equação pode ser reescrita como, para os eixos dianteiro e traseiro, como:

$$F_{yd} = (C_{\alpha d} - 2b\Delta F_{zd}^2) \alpha_d = m_d \frac{v^2}{R}; \quad (36)$$

$$F_{yt} = (C_{\alpha t} - 2b\Delta F_{zt}^2) \alpha_t = m_t \frac{v^2}{R}. \quad (37)$$

Substituindo na equação (18), tem-se:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \frac{m_d v^2 / R}{(C_{\alpha d} - 2b\Delta F_{zd}^2)} - \frac{m_t v^2 / R}{(C_{\alpha t} - 2b\Delta F_{zt}^2)}. \quad (38)$$

Uma vez que $C_\alpha \gg 2b\Delta F_z^2$, a equação pode ser reescrita por:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \left[\left(\frac{m_d}{C_{\alpha d}} - \frac{m_t}{C_{\alpha t}} \right) + \left(\frac{m_d}{C_{\alpha d}} \frac{2b\Delta F_{zd}^2}{C_{\alpha d}} - \frac{m_t}{C_{\alpha t}} \frac{2b\Delta F_{zt}^2}{C_{\alpha t}} \right) \right] \frac{v^2}{R}. \quad (39)$$

Portanto, o segundo termo entre colchetes na equação (39) é o gradiente de subesterçamento da transferência de carga lateral (o primeiro é o gradiente de subesterçamento dos pneus em curva, obtido na equação (21)), dado por:

$$K_{icl} = \frac{m_d}{C_{\alpha d}} \frac{2b\Delta F_{zd}^2}{C_{\alpha d}} - \frac{m_t}{C_{\alpha t}} \frac{2b\Delta F_{zt}^2}{C_{\alpha t}}. \quad (40)$$

3.6.4. Variação de cambagem

Sabe-se que a cambagem produz uma força lateral no pneu, que faz com que o pneu tenha uma melhor aderência, uma vez que eleva o limite máximo de aderência até um certo valor. Portanto, a variação deste ângulo influencia o comportamento de um veículo em curva.

Segundo GILLESPIE (1992), a variação de cambagem pode ser gerada de duas maneiras: pela rolagem da carroceria e pela compressão e extensão do

sistema de suspensão. Então, o ângulo total de cambagem é igual à soma dos ângulos gerados por estas duas fontes.

Primeiramente, uma vez que a cambagem é função da rolagem, pode-se obter a derivada do ângulo de cambagem com o ângulo de rolagem pela análise cinemática da suspensão. Assim, obtém-se o gradiente de cambagem:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \phi} = f_{\gamma}(\text{entre-eixos, geometria de suspensão, ângulo de rolagem}) \quad (41)$$

Durante uma curva, o ângulo de rolagem pode ser relacionado à aceleração lateral através da equação (26). A força lateral resultante é obtida pelo ângulo de deriva e pelo ângulo de cambagem:

$$F_y = C_{\alpha} \alpha + C_{\gamma} \gamma. \quad (42)$$

Logo:

$$\alpha = \frac{F_y}{C_{\alpha}} - \frac{C_{\gamma}}{C_{\alpha}} \gamma. \quad (43)$$

Ainda, o ângulo γ pode ser obtido por:

$$\gamma = \frac{\partial \gamma}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial a_y} a_y. \quad (44)$$

Então, substituindo-se as equações (15) e (44) na equação (43), para os eixos dianteiro e traseiro, tem-se que:

$$\alpha_d = \frac{m_d}{C_{\alpha}} a_y - \frac{C_{\gamma}}{C_{\alpha}} \frac{\partial \gamma_d}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial a_y} a_y \quad e \quad \alpha_t = \frac{m_t}{C_{\alpha}} a_y - \frac{C_{\gamma}}{C_{\alpha}} \frac{\partial \gamma_t}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial a_y} a_y. \quad (45)$$

Portanto, substituindo-se a equação (45) para os eixos dianteiro e traseiro na equação (18), obtém-se:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \left[\left(\frac{m_d}{C_{\alpha d}} - \frac{m_t}{C_{\alpha t}} \right) + \left(\frac{C_{\gamma d}}{C_{\alpha d}} \frac{\partial \gamma_d}{\partial \phi} - \frac{C_{\gamma t}}{C_{\alpha t}} \frac{\partial \gamma_t}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial a_y} \right] \frac{v^2}{R}. \quad (46)$$

Por fim, o gradiente de subesterçamento gerado pela variação de cambagem em cada eixo é dado por:

$$K_c = \left(\frac{C_{\gamma d}}{C_{\alpha d}} \frac{\partial \gamma_d}{\partial \phi} - \frac{C_{\gamma t}}{C_{\alpha t}} \frac{\partial \gamma_t}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial a_y}. \quad (47)$$

3.6.5. Variação de convergência durante a rolagem

Conforme GILLESPIE (1992), quando um veículo rola em uma curva, ocorre o esterçamento das rodas por razões cinemáticas. Assim, define-se o *roll steer* como sendo a variação da convergência das rodas dianteiras devido ao movimento de rolagem do veículo. Este fenômeno influencia diretamente a dirigibilidade, uma vez que altera o ângulo de direção δ do veículo. Portanto, o gradiente de substerçamento gerado pelo *roll steer*, K_{rs} , é dado por:

$$K_{rs} = (\varepsilon_d - \varepsilon_t) \frac{\partial \phi}{\partial a_y}. \quad (48)$$

A variável ε é chamada de coeficiente de *roll steer*. Caso este coeficiente seja positivo, as rodas esterçarão para a direita em uma rolagem também para a direita, que é gerada quando o veículo faz uma curva para a esquerda. Então, um *roll steer* positivo no eixo dianteiro faz com que o veículo tenha um comportamento substerçante. Um coeficiente positivo na traseira gera um comportamento sobresterçante.

4. ANÁLISE DO ATUAL PROTÓTIPO

A partir da revisão dos principais conceitos de dinâmica veicular relacionados à suspensão e à direção, é possível identificar e analisar os pontos positivos e negativos do atual protótipo baja da UTFPR-CT. A Figura 4.1 apresenta uma visão geral do mesmo.

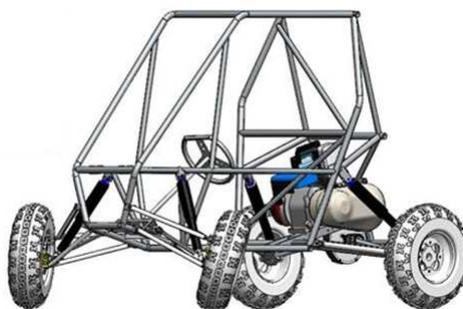


Figura 4.1 - Atual veículo baja da UTFPR-CT.

Fonte: Equipe Imperador UTFPR.

O sistema de suspensão e direção utilizado pela atual equipe de baja da UTFPR-CT está ilustrado na Tabela 5.

Tabela 5 - Principais dimensões e características do atual protótipo.

Suspensão Dianteira	
Tipo	Duplo-A
Bitola (mm)	1405
Ângulo de caster	15°
Inclinação do pino mestre	7,52°
Curso da roda (mm)	110 (compressão)
Conjunto Mola / Amortecedor	FOX Float R®
Suspensão Traseira	
Tipo	Braço semi-arrastado
Bitola	1285
Curso da roda (mm)	110 (compressão)
Conjunto Mola / Amortecedor	FOX Float R®
Direção	
Tipo	Pinhão - cremalheira
Relação	3,9:1
Outros	
Entre-eixos (mm)	1515
Distribuição de peso	58% - 42%

Fonte: Autoria própria.

Em uma primeira visualização, nota-se a suspensão do tipo Duplo A na dianteira, braço semi-arrastado na traseira, direção do tipo pinhão-cremalheira e conjunto mola/amortecedor FOX Float R[®]. O Duplo A é conhecido como uma suspensão robusta e ótima em controlar os parâmetros cinemáticos do pneu, fazendo com que seja muito utilizada em baixas. Já o braço semi-arrastado, cujo projeto é mais complexo, pode contribuir para o desempenho insatisfatório do protótipo da UTFPR caso não tenha sido elaborado com muito primor.

O conjunto mola/amortecedor FOX Float R[®], ilustrado na Figura 4.2, tem como principal característica utilizar o ar como elemento absorvedor de energia, ao invés de utilizar o aço como mola. Isso garante uma infinidade de regulagens de rigidez e progressividade na absorção do impacto. Além disso, o amortecedor é integrado na mesma peça e também apresenta níveis de regulagem.



Figura 4.2 - Fox Float R.

Fonte: Fox Racing Shox.

Ainda, outro ponto importante que será utilizado nas análises posteriores é o pneu. O modelo utilizado é o Maxxis Razr Cross, cuja curva de força lateral pelo ângulo de deslizamento, variando a força vertical, está ilustrada Figura 4.3.

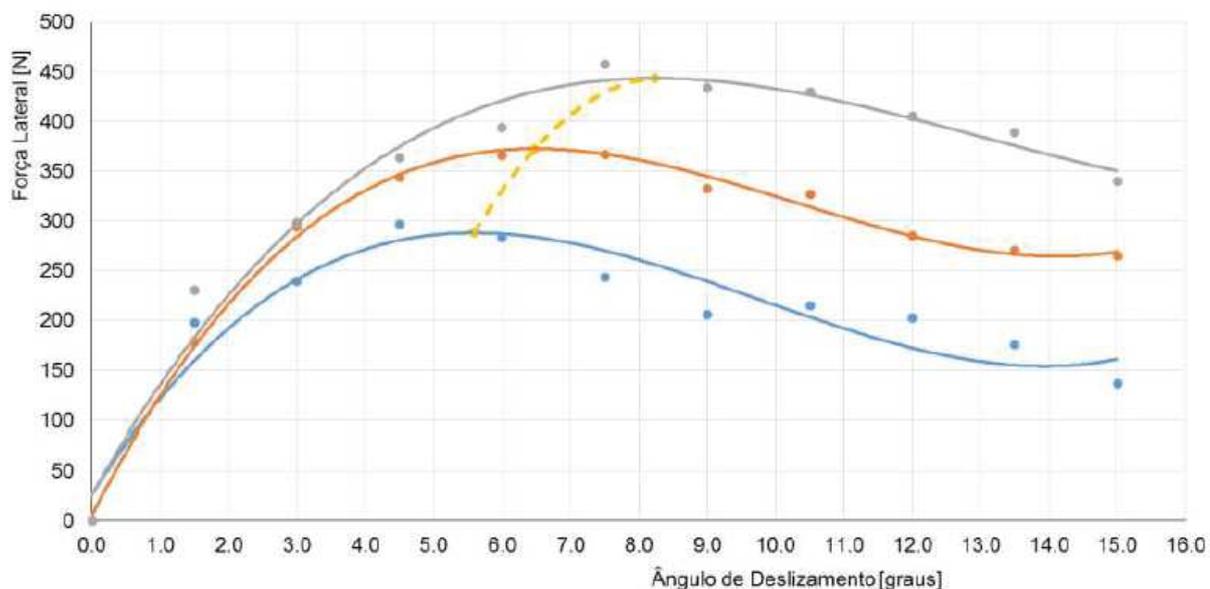


Figura 4.3 - Curva de força lateral pelo ângulo de deslizamento do pneu.

Fonte: Equipe Imperador UTFPR.

O próximo passo é avaliar se os sistemas de suspensão e direção estão em conformidade com os conceitos de dinâmica veicular apresentados anteriormente. Assim, nas seções subsequentes, as análises cinemáticas e dinâmicas serão realizadas com o auxílio de um software de simulação comercial, o ADAMS Car®.

4.1. CENTRO DE ROLAGEM

Primeiramente, será avaliado a relação entre o centro de rolagem e o comportamento do veículo. A Figura 4.4 apresenta os centros de rolagem dianteiro e traseiro, bem como o eixo de rolagem e o centro de massa do veículo.

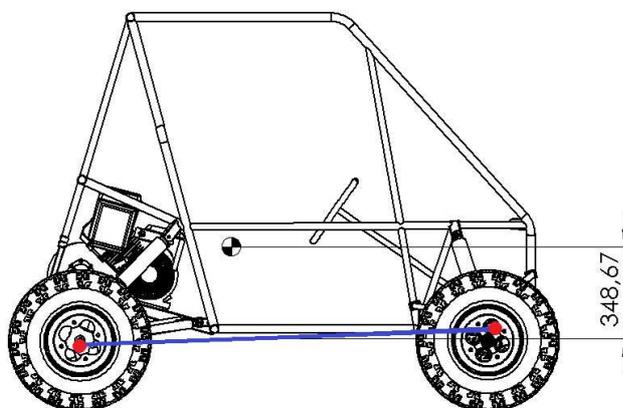


Figura 4.4 - Centros de rolagem dianteiro e traseiro.

Fonte: Equipe Imperador UTFPR.

Assim, nota-se que o centro de rolagem dianteiro é mais alto que o traseiro, o que favorece o comportamento subesterçante do veículo. Isso ocorre porque a baixa altura do *RC* da suspensão traseira gera uma baixa transferência de carga neste eixo, fazendo com que este não tenha tendência de “sair da curva”. Já no eixo dianteiro, ocorre o oposto, pois o alto *RC* gera uma maior transferência de carga, levando o pneu ao seu limite de aderência, ou até mesmo ultrapassando.

4.2. CAMBAGEM

Para se avaliar a cambagem do atual protótipo, será realizada a simulação *Parallel Wheel Travel*, no software ADAMS Car[®]. Analisando-se o gráfico obtido ilustrado na Figura 4.5, observa-se que a variação de cambagem da roda dianteira é excessivamente alta, quando comparada a outras equipes.

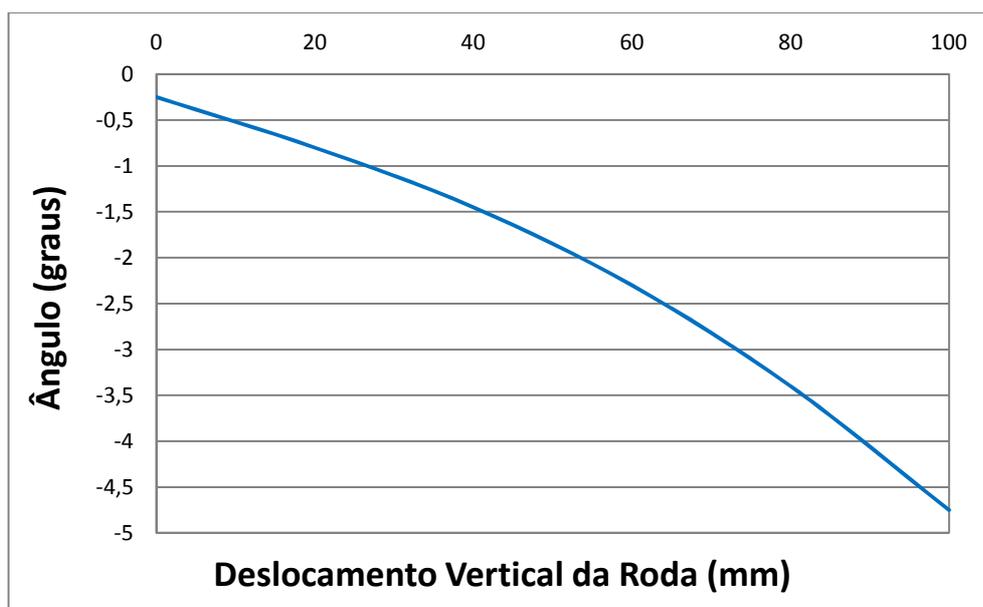


Figura 4.5 - Variação de cambagem da roda dianteira.

Fonte: Autoria própria.

A cambagem relaciona-se com o limite de aderência do pneu. Uma ampla variação desta variável pode fazer com que este limite seja ultrapassado, gerando perda de aderência. Assim pode-se afirmar que a variação de cambagem é um dos fatores que mais contribui para o comportamento do veículo em curvas.

Então, conclui-se que a variação de cambagem da roda dianteira do atual protótipo é excessivamente alta. Isto fica evidenciado no benchmarking da Figura

1.2, quando o veículo é comparado com outros de melhor performance na mesma categoria, na qual a variação chega a ser no mínimo três vezes superior. Isso gera o subesterçamento da dianteira, forçando que o piloto reduza a velocidade durante uma curva, perdendo em desempenho.

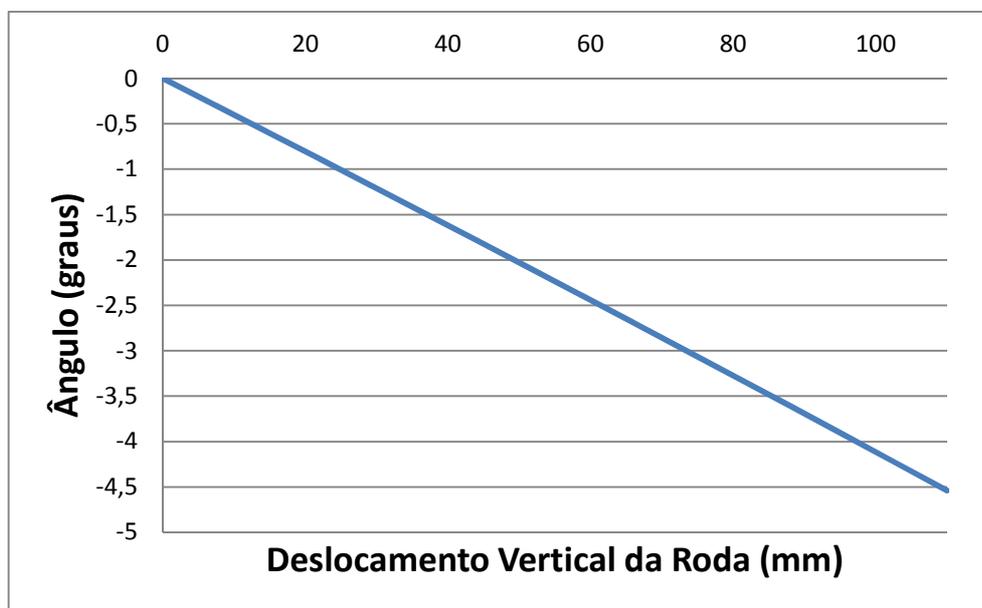


Figura 4.6 - Variação de cambagem da roda traseira.

Fonte: Autoria própria.

Para a roda traseira, conforme Figura 4.6, nota-se também uma alta variação de cambagem. Esta variação faz com que os pneus traseiros deslizem lateralmente a um valor angular maior que os pneus dianteiros, proporcionando a perda de aderência da traseira do veículo, gerando um comportamento sobreesterçante. Este comportamento pode ser benéfico pois pode permitir que o piloto faça curvas de menor raio mais rapidamente.

4.3. GEOMETRIA DE DIREÇÃO

Dentro do sistema de direção, a primeira variável a ser analisada será o raio de curva mínimo. Esta variável determina o menor raio de curva possível que um veículo consegue percorrer, de acordo com a sua geometria. Os fatores geométricos que determinam esse raio são a distância entre-eixos e o ângulo de esterçamento médio das rodas.

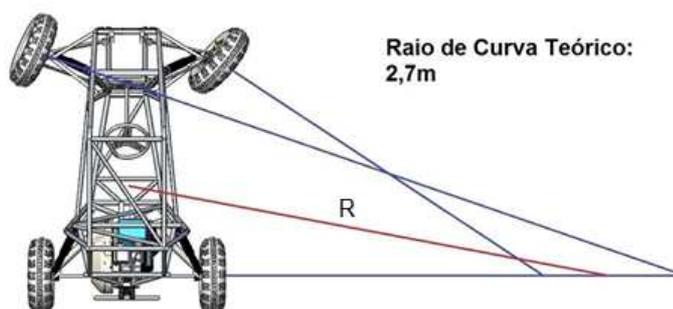


Figura 4.7 - Raio de curva mínimo do atual protótipo.

Fonte: Equipe Imperador UTFPR.

A Figura 4.7 acima ilustra o raio de curva mínimo do atual protótipo, que é de 2,7m. O benchmarking realizado no início deste trabalho mostra que este valor é muito alto, conforme apresentado na Tabela 2. Sabe-se que as provas de *suspension and traction*, manobrabilidade e o próprio enduro da competição apresentam *slalons* apertados e curvas de raio inferior a 2,7m. Logo este fator também contribui para a baixa capacidade de realizar curvas do protótipo.

O *bump steer* é o esterçamento da roda gerada pelo movimento vertical em relação ao veículo, quando este rola ou quando a suspensão é comprimida. Este movimento geralmente é prejudicial, levando o carro a percorrer uma trajetória não desejada ou gerar perda de aderência.

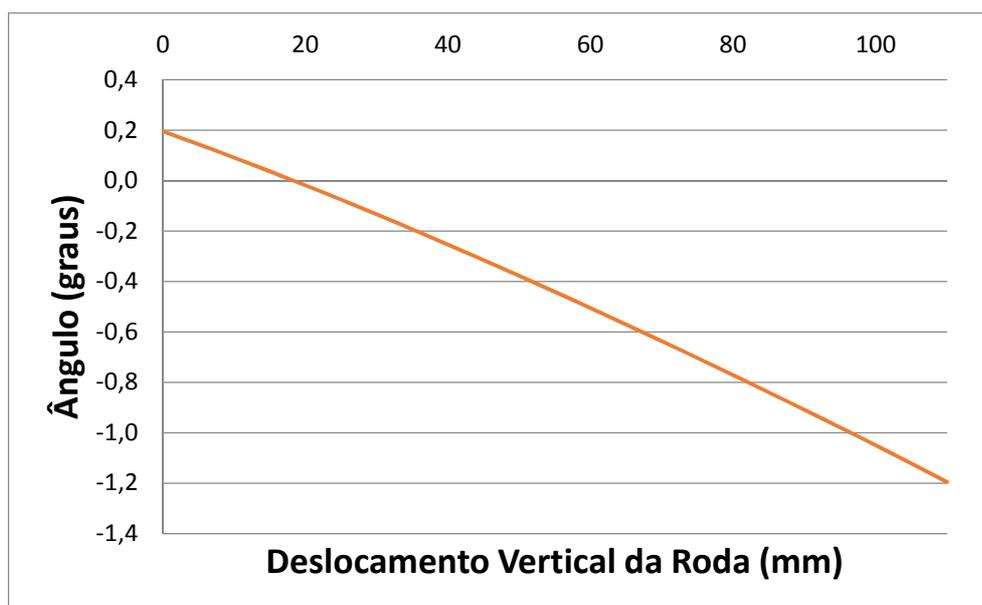


Figura 4.8 - Bump steer da roda dianteira.

Fonte: Autoria própria.

De acordo com a Figura 4.8 acima, nota-se um alto valor de *bump steer* da roda dianteira. Conforme o que foi acima citado, o valor desta variável nesta situação deve ser o menor possível, para que não haja um desvio direcional do protótipo. Este fenômeno pode ser minimizado pelo correto posicionamento e dimensionamento das barras de direção, conforme seção 3.4.2.

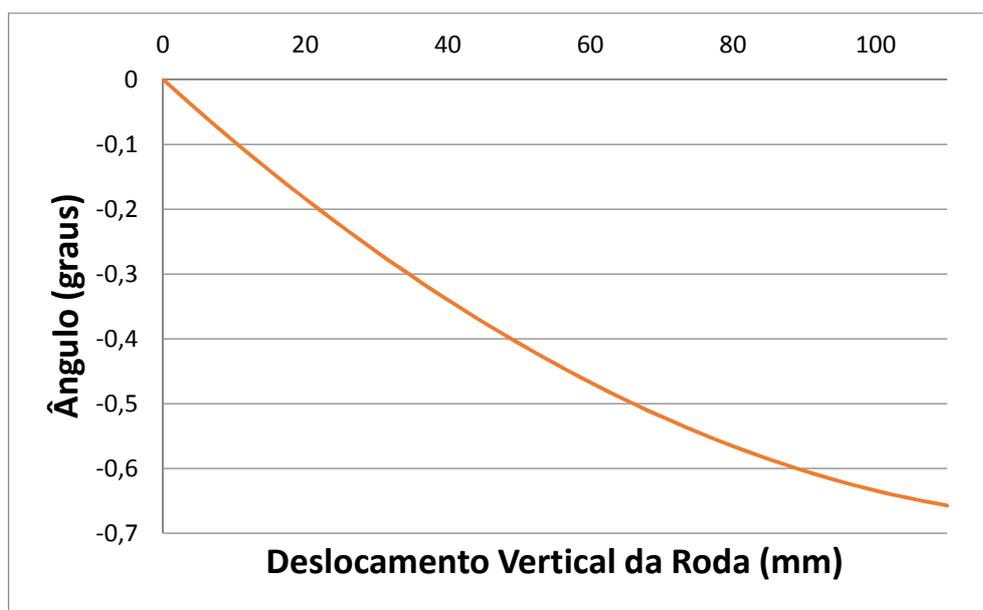


Figura 4.9 - Bump steer da roda traseira.

Fonte: Autoria própria.

Para a roda traseira, conforme a Figura 4.9, observa-se uma grande variação de *bump steer*. Este comportamento pode ser benéfico quando este gera um efeito de “esterçamento” do eixo traseiro. Assim, em uma curva, este efeito é alcançado quando a roda externa, em uma situação de compressão, se diverge em relação a trajetória do veículo. Já a roda interna, conseqüentemente em um curso de extensão, se converge.

4.4. ANÁLISE DE RIDE

Conforme descrito na seção 3.2, o objetivo do *ride* é minimizar a aceleração vertical da massa suspensa, ampliando o conforto do condutor. Para tanto, a suspensão do veículo, em conjunto com o pneu, devem filtrar as imperfeições da pista, principal fonte de excitação, a um nível tolerável.

Para se realizar a análise em questão, será utilizado o modelo $\frac{1}{4}$ de carro, no qual considera-se as massas suspensa e não suspensa do veículo, a rigidez do pneu e a rigidez e o amortecimento da suspensão. A Tabela 6 a seguir apresenta os valores destas variáveis para o atual protótipo.

Tabela 6 - Variáveis de análise de Ride.

	Dianteira	Traseira
Massa suspensa [kg]	50	70
Massa não suspensa [kg]	20	20
Rigidez do pneu [kN/m]	73	110
Constante de amortecimento [Ns/m]	724,3	724,3

Fonte: Autoria própria.

A Figura 4.10 apresenta as curvas de força pelo deslocamento da mola utilizada.

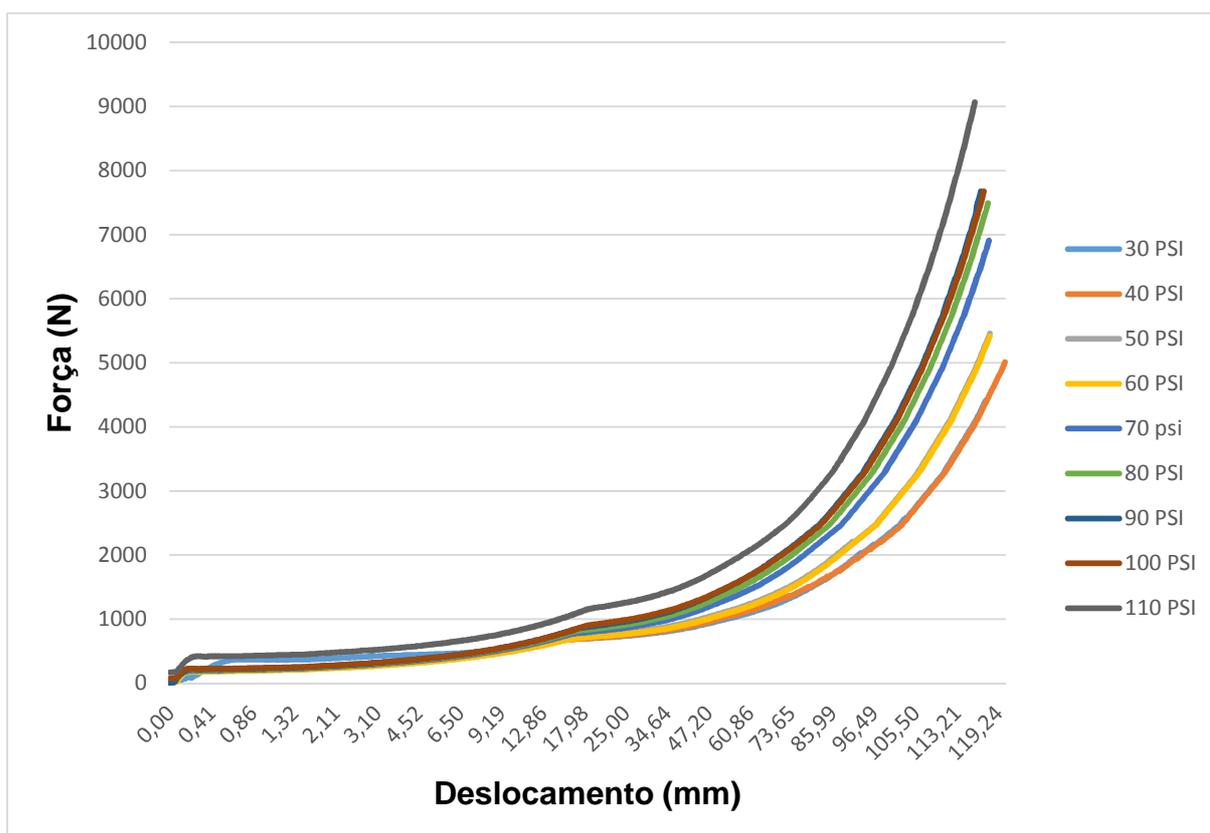


Figura 4.10 - Curva de força x deslocamento do Fox Float R.

Fonte: Equipe Imperador UTFPR.

O valor da frequência natural da massa suspensa amortecida, $f_{ms,a}$, é obtida utilizando-se as equações da seção 3.2.1. Porém, uma vez que a “mola” utilizada

tem comportamento não linear, calculou-se, utilizando-se o Excel®, o valor desta variável para pequenos intervalos do gráfico. A curva resultante está ilustrada na Figura 4.11.

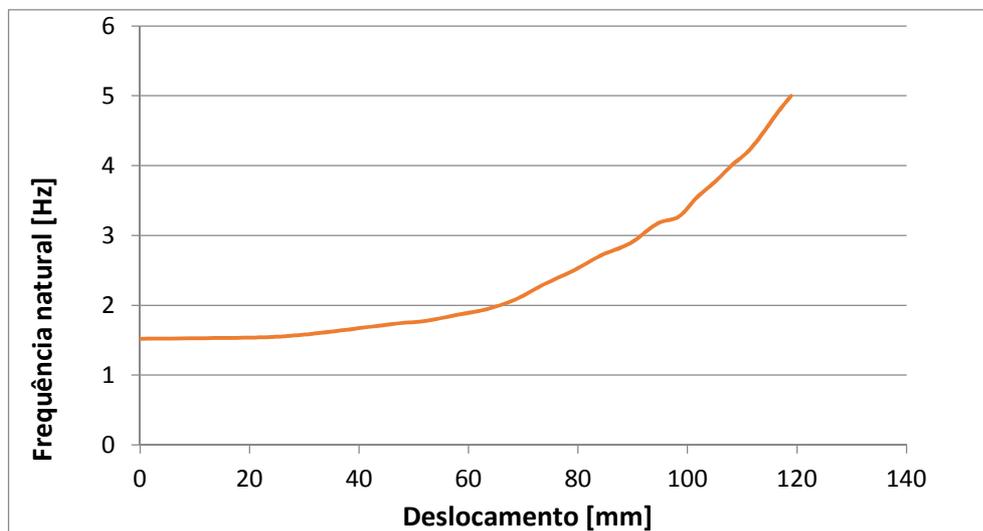


Figura 4.11- Frequência natural da suspensão dianteira (pressão de 50 psi).

Fonte: Autoria própria.

A análise do gráfico mostra que a frequência natural se inicia com um valor de 1,52 Hz e este valor aumenta conforme a mola é comprimida. Isso demonstra a progressividade na absorção do impacto. Ainda, observando-se a faixa de frequências entre 0 e 80 mm, considerada uma faixa na qual o carro é comumente submetido durante o seu funcionamento normal, observa-se um valor de frequência médio de 1,83 Hz para a dianteira. Comparando com outros veículos de ponta da competição, conforme Tabela 3, observa-se que este valor é alto, corroborado pela excessiva rigidez da suspensão apontada pelo piloto. Já para a traseira, Figura 4.12, observa-se a mesma característica, com um valor de frequência médio de 2,16 Hz.

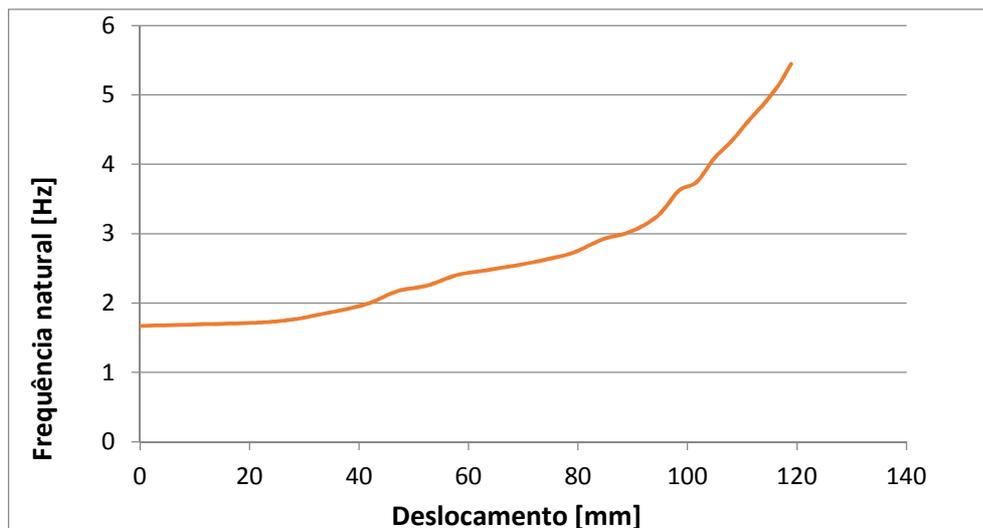


Figura 4.12 - Frequência natural da suspensão traseira (pressão de 110 psi).

Fonte: Autoria própria.

Portanto, o alto valor médio da frequência natural da massa suspensa amortecida causa uma excessiva rigidez da suspensão, a qual prejudica o rendimento do veículo.

4.5. DIRIGIBILIDADE

Mesmo sendo baixa a velocidade desenvolvida por veículos do tipo baja, a influência da força lateral é considerável. Portanto, deve-se adicionar os gradientes de subesterçamento à Equação (20). Os gradientes utilizados na análise são: pneu, transferência de carga lateral e *roll steer*. Não é possível utilizar o gradiente de cambagem devido à ausência do coeficiente C_{γ} , que é a inclinação da curva de força lateral pelo ângulo de cambagem.

Construiu-se então um algoritmo em Matlab® com as equações (21), (22), (27), (40) e (48) aplicadas na Equação (20). Assim, obteve-se o gráfico do ângulo de esterçamento médio das rodas pela aceleração lateral, conforme a Figura 4.13 a seguir. Assim, nota-se que o veículo apresenta um comportamento pouco sobreesterçante, uma vez que há pouco caimento da curva.

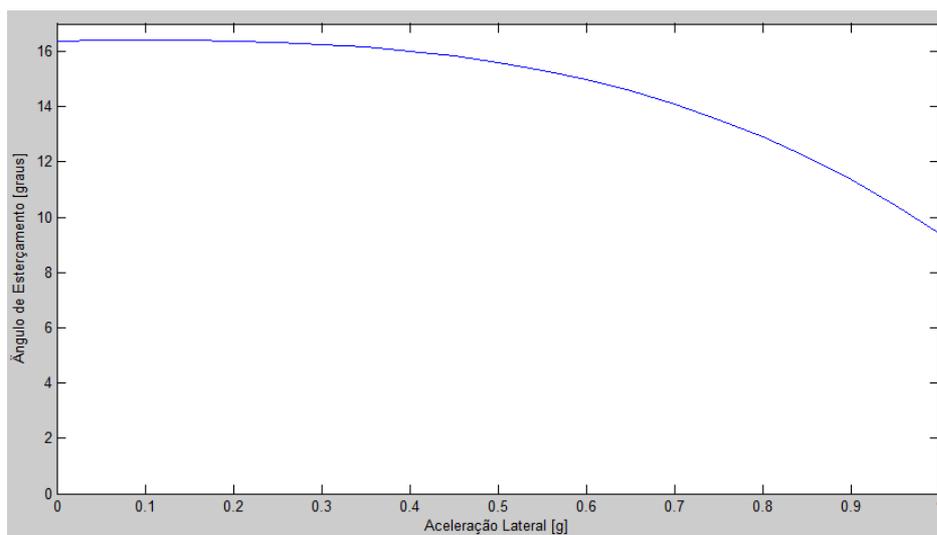


Figura 4.13 - Comportamento em curva do atual veículo.

Fonte: Autoria própria.

5. ANÁLISE DE NOVOS SISTEMAS

Nesta seção, serão analisadas possíveis soluções para os problemas identificados anteriormente. Assim, serão desenvolvidos novos sistemas que apresentem uma performance mais apropriada e que futuramente possam contribuir com a equipe.

O maior objetivo é adequar a transferência de carga lateral do veículo, pois assim o comportamento em curvas seria aprimorado. Para se atingir esta situação, dividiu-se este objetivo em várias metas as quais guiarão as próximas análises:

- a. Curso total de suspensão superior a 150 mm, com 30% de curso negativo;
- b. Transição para o comportamento sobreesterçante a uma aceleração lateral menor do que 0,3 g;
- c. Reduzir a variação de cambagem da dianteira;
- d. Reduzir o raio de curva mínimo;
- e. Reduzir a frequência natural da suspensão.

As seções em diante trabalharão vários aspectos da suspensão e direção de um veículo baja. É importante ressaltar que, por mais que os assuntos sejam trabalhados separadamente, muitas vezes devem ser analisados simultaneamente durante a etapa de projeto, devido as consequências que um exerce no outro.

5.1. CONJUNTO MOLA/AMORTECEDOR

Antes de se iniciar as análises dos subsistemas, deve-se conhecer as propriedades e características dos componentes que serão utilizados. Em primeiro lugar, realizou-se a aquisição das curvas de força por compressão da mola pneumática. Optou-se por manter este modelo de conjunto, utilizado pela equipe desde 2010, pois ele permite a regulagem da pressão de ar, possibilitando a otimização para diferentes condições de pista, caso necessário. Outros atributos deste modelo são sua massa reduzida (2,4 kg/par dianteiro) e a possibilidade de ajuste da velocidade do retorno do amortecedor, contribuindo para manutenção do contato pneu-solo, principalmente em altas velocidades. A Figura 4.10 ilustra estas curvas da mola pneumática.

5.2. PNEU

Outro componente cujas características devem ser conhecidas é o pneu. O modelo de pneu *Maxxis Razr Cross* foi utilizado nesta análise. Ele foi submetido a um ensaio de compressão visando conhecer a constante elástica do flanco do pneu. Além disso, realizou-se um ensaio para determinar a constante C_α do mesmo. A Figura 4.3 **Error! Reference source not found.** ilustra a curva do pneu. As pressões utilizadas nos pneus foram de 8 psi para os dianteiros e 15 psi para os traseiros.

5.3. SUSPENSÃO DIANTERIA

Primeiramente, optou-se por manter a suspensão dianteira do tipo Duplo A devido aos seus benefícios, que são o bom controle dos parâmetros cinemáticos do pneu e a distribuição das cargas suportadas no chassi em mais pontos de contato. Então, para se atingir a melhora deste sistema, deve-se trabalhar variáveis como variação de cambagem, curso da roda, centro de rolagem e geometria da manga de eixo, além da análise de *ride* que será abordada posteriormente.

O primeiro passo é definir uma geometria inicial, que será aprimorada ao longo do projeto. Determinou-se uma bitola inicial e o posicionamento do chassi. Em seguida, esboçaram-se os principais traços que representam as bandejas, pneu, manga de eixo e etc. A Figura 5.1, a seguir, mostra a geometria inicial que será utilizada ao longo deste trabalho.

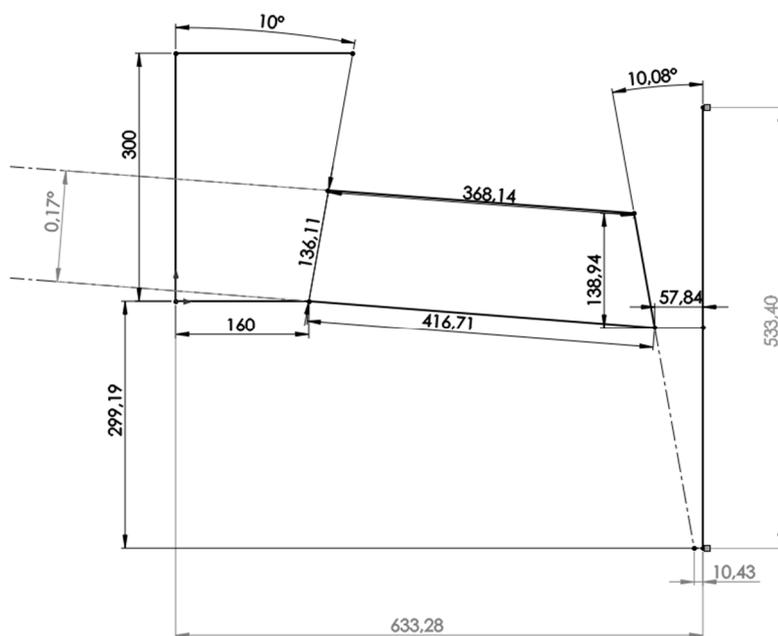


Figura 5.1 - Geometria inicial da suspensão dianteira.

Fonte: Autoria própria.

Na obtenção desta geometria, procurou-se aumentar a altura do veículo em relação ao solo, o que facilita na superação de obstáculos. A escolha desta geometria priorizou um baixo centro instantâneo de rolagem, a fim de minimizar o *scrub*, e o mais distante possível em relação ao eixo de simetria do veículo, para minimizar a variação de cambagem. Ainda, a bitola dianteira foi reduzida pois o valor do atual protótipo está bem próximo do valor máximo permitido.

Em seguida, posicionou-se o conjunto mola/amortecedor de tal maneira que permitisse um curso de suspensão o mais próximo possível do objetivo inicial (mínimo de 150 mm).

5.4. SUSPENSÃO TRASEIRA

A suspensão traseira do atual veículo baixa da UTFPR-CT é do tipo braço semi-arrastado, que apresenta a desvantagem de ser pesada (devido a necessidade de ser muito robusta) e permitir um baixo controle dos parâmetros cinemáticos do pneu. Desse modo, optou-se por utilizar uma suspensão do tipo *multilink*, que permite o melhor controle destes parâmetros e a ampliação do curso da roda.

Assim como na dianteira, o primeiro passo foi gerar uma geometria inicial da suspensão. Os parâmetros que devem ser observados nesta etapa é a posição do centro de rolagem (e do centro instantâneo), a bitola, o posicionamento e o comprimento do semi-eixo, e o curso vertical da roda.

Foi tomado como premissa um centro de rolagem em localização mais alto que o da dianteira, o que propicia o comportamento sobreesteçante do carro, pois quanto mais elevado o centro de rolagem, maior a transferência de carga, aumentando a tendência de escorregamento do eixo.

5.5. ANÁLISE DE RIDE

De acordo com as seções 5.3 e 5.4, posicionou-se o conjunto mola/amortecedor de tal maneira que permitisse um curso de suspensão o mais próximo possível do objetivo inicial para as suspensões dianteira e traseira. Logo, a rigidez real da suspensão será uma relação da rigidez obtida pelo modelo $\frac{1}{4}$ de carro e essa razão. Portanto, os valores finais destas variáveis são obtidos através de processos iterativos.

Assim como na seção 4.4, será utilizado o modelo $\frac{1}{4}$ de carro para a análise. A Tabela 7 a seguir apresenta os valores das variáveis que serão utilizadas.

Tabela 7 - Variáveis de análise de Ride.

	Dianteira	Traseira
Massa suspensa [kg]	50	70
Massa não suspensa [kg]	20	20
Rigidez do pneu [kN/m]	73	110
Constante de amortecimento [Ns/m]	724,3	724,3

Fonte: Autoria própria.

Para realizar-se os cálculos de determinação da rigidez da mola, elaborou-se uma planilha no *Excel*. Objetiva-se obter uma frequência natural de oscilação da massa suspensa próxima a 1,5 Hz para a dianteira. Para a traseira, é adequado um valor mais alto, pois a mesma sendo mais rígida gera um sobreesterço, o qual auxilia em uma curva. Porém, um alto valor de rigidez é indesejado pois, no caso de um baja, pode prejudicar no tracionamento e conforto.

A análise da Figura 5.2 mostra que a frequência natural se inicia com um valor de 1,3 Hz o qual aumenta conforme a mola é comprimida. Observando-se a faixa de frequências entre 0 e 80 mm (a faixa na qual o carro é comumente submetido durante o seu funcionamento normal) observa-se um valor de frequência médio de 1,49 Hz para a dianteira (para uma pressão de 30 psi). Assim, reduzindo-se a frequência, a suspensão dianteira passa a absorver mais impactos, a filtrar melhor as imperfeições da pista e a garantir um melhor contato entre pneu e solo, melhorando assim a dirigibilidade.

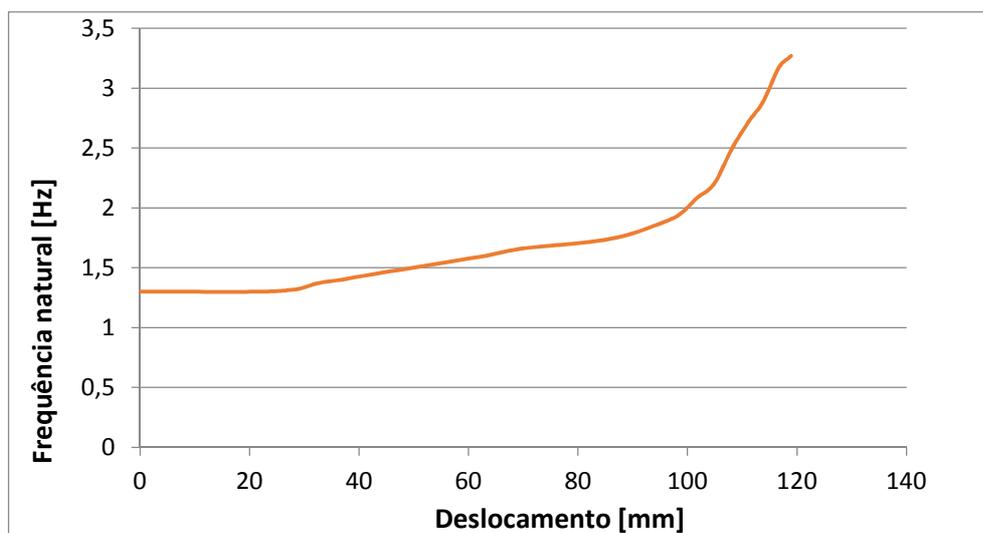


Figura 5.2 - Frequência natural da suspensão dianteira (pressão de 30 psi).

Fonte: Autoria própria.

Uma análise como esta também foi feita para a suspensão traseira, conforme Figura 5.3. Assim, obteve-se um valor de frequência natural de 1,79 Hz (para uma pressão de 70 psi). Um valor maior na traseira induz um comportamento sobreesterçante no veículo, uma vez que sendo mais rígida faz com que os pneus deslizem mais lateralmente.

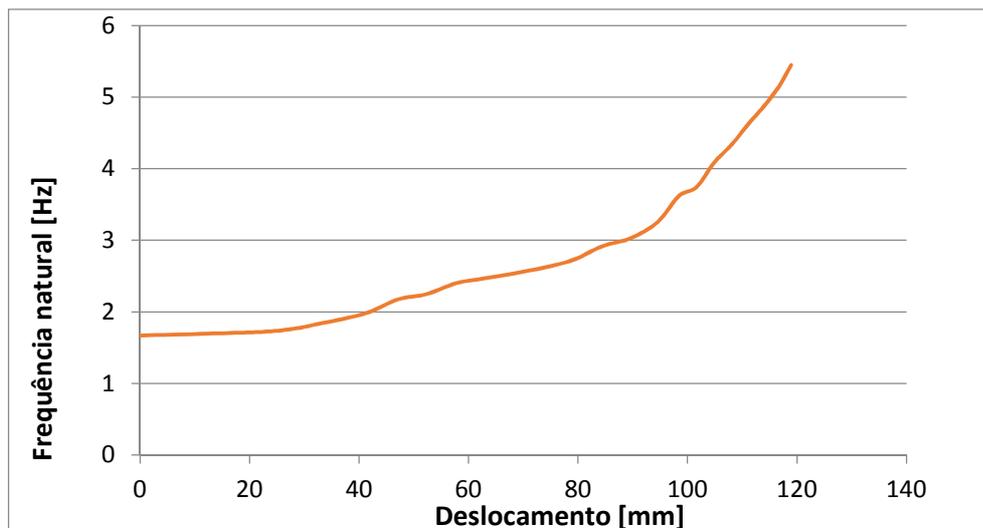


Figura 5.3 - Frequência natural da suspensão traseira (pressão de 70 psi).

Fonte: Autoria própria.

5.6. DIREÇÃO E MANGA DE EIXO

Para esta análise, optou-se por manter o sistema de pinhão e cremalheira, pois é de simples projeto e produção. Porém a geometria anti-Ackerman do protótipo anterior não é adequada, uma vez que não considera perdas geradas com a atuação da aceleração lateral.

Assim, a geometria de direção escolhida para esta análise foi a paralela, com o objetivo de melhorar a previsibilidade do comportamento dinâmico do veículo. Isto ocorre pois gera-se um subesterço das rodas dianteiras em situações de baixa aceleração lateral. Neste caso, elas esterçam em um mesmo ângulo δ . Porém, devido a isto, esta geometria apresenta a desvantagem de gerar um maior arrasto da roda interna durante o esterçamento.

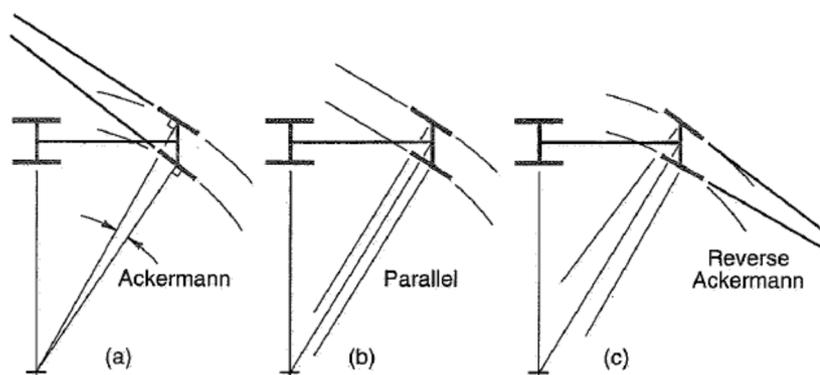


Figura 5.4 - Geometrias de direção.

Fonte: MILLIKEN e MILLIKEN (1995).

A geometria de direção foi elaborada de acordo com a seção 3.4.2, a qual orienta na determinação do comprimento e posição das barras de direção. Assim, objetiva-se reduzir ao máximo o *bump steer*.

Em relação à geometria da manga de eixo, o ângulo de pino-mestre de $8,4^\circ$ e ângulo de cáster de 15° foram definidos juntamente com os parâmetros de suspensão, pois estes influenciam no ganho de cambagem e convergência com o esterçamento. Estes valores angulares e os offsets do pino-mestre e do caster foram mantidos os mais próximos possíveis do protótipo anterior.

5.7. DIRIGIBILIDADE

Uma vez determinados as geometrias iniciais de suspensão e direção, a rigidez da mola, os pneus e outras características, é possível realizar uma avaliação de dirigibilidade. Assim, executou-se um processo iterativo envolvendo o algoritmo desenvolvido em MatLab e o ADAMS/Car, a fim de se obter um ótimo comportamento em curva e otimizando outras variáveis.

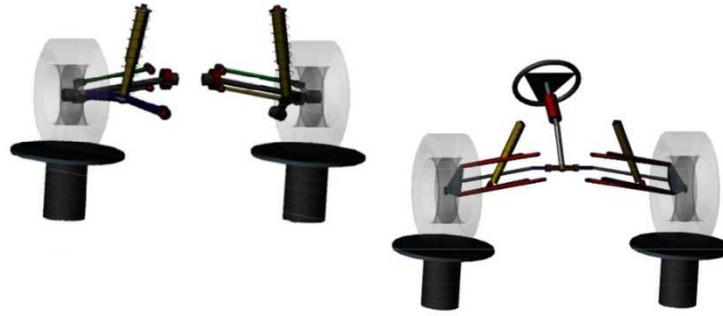


Figura 5.5 - Suspensões dianteira e traseira e direção no ADAMS/Car.

Fonte: Autoria própria.

O algoritmo desenvolvido em MatLab leva em conta as perdas no ângulo de direção geradas pela aceleração lateral, contabilizadas através do gradiente de subesterçamento K . Neste trabalho, foram analisados três gradientes: do pneu, da transferência de carga lateral e do *roll steer*. Devido à falta de dados, não foi possível analisar a influência da variação de cambagem.

$$K_p = \frac{m_d}{C_{\alpha d}} - \frac{m_t}{C_{\alpha t}}; \quad (49)$$

$$K_{icl} = \frac{m_d}{C_{\alpha d}} \frac{2b\Delta F_{zd}^2}{C_{\alpha d}} - \frac{m_t}{C_{\alpha t}} \frac{2b\Delta F_{zt}^2}{C_{\alpha t}}; \quad (50)$$

$$K_{rs} = (\varepsilon_d - \varepsilon_t) \frac{\partial \phi}{\partial a_y}. \quad (51)$$

As equações da diferença de cargas verticais entre as rodas e o ângulo de rolagem no CG são também utilizadas. Estas equações contabilizam a influência da geometria da massa do veículo e da rigidez da suspensão.

$$\Delta F_z = \frac{F_y h_{cr}}{t} + \frac{K_\phi \phi}{t}; \quad (52)$$

$$\phi = \frac{mh_1}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - mh_1/g} a_y. \quad (53)$$

Por fim, a soma dos gradientes de subesterçamento é substituída na equação seguinte, que descreve como o ângulo de direção é alterado pelo raio de curva R e pela aceleração lateral a_y .

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + Ka_y . \quad (54)$$

O objetivo nesta seção é obter-se um comportamento subesterçante em baixas acelerações laterais, para que o carro seja mais previsível. Após um determinado valor de aceleração, o veículo passa a ter um comportamento sobreesterçante, o que permite fazer curvas mais fechadas e mais rapidamente. Esta transição ocorre a aproximadamente 0,3 g pois é um ponto no qual o veículo não fica instável em curvas mais abertas de baixíssima aceleração lateral e permite que o mesmo seja sobreesterçante em *slalons* e curvas mais fechadas sem que exija grande ângulo de esterçamento.

5.8. RESULTADOS FINAIS

Após várias iterações envolvendo Matlab, ADAMS/Car, Excel e um software CAD, obteve-se as geometrias de suspensão e direção, a rigidez das molas e o comportamento do veículo. É importante ressaltar que a obtenção destes resultados é uma solução de compromisso, pois várias variáveis são inversamente proporcionais umas às outras. A Figura 5.6 ilustra esse processo.

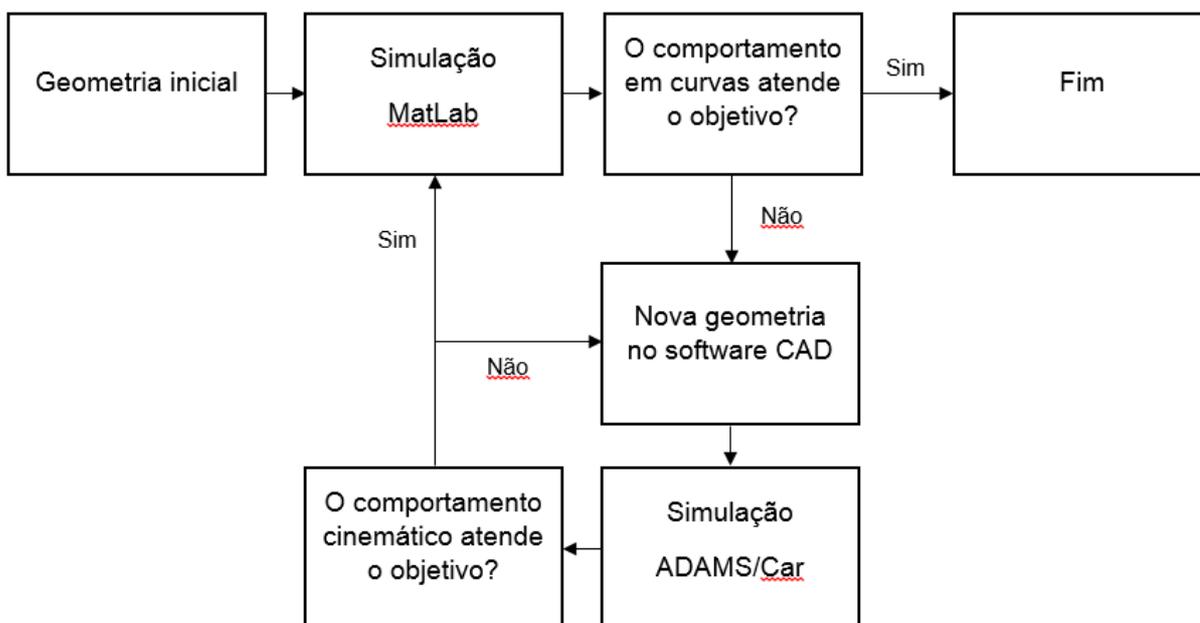


Figura 5.6 - Ilustração do processo iterativo.

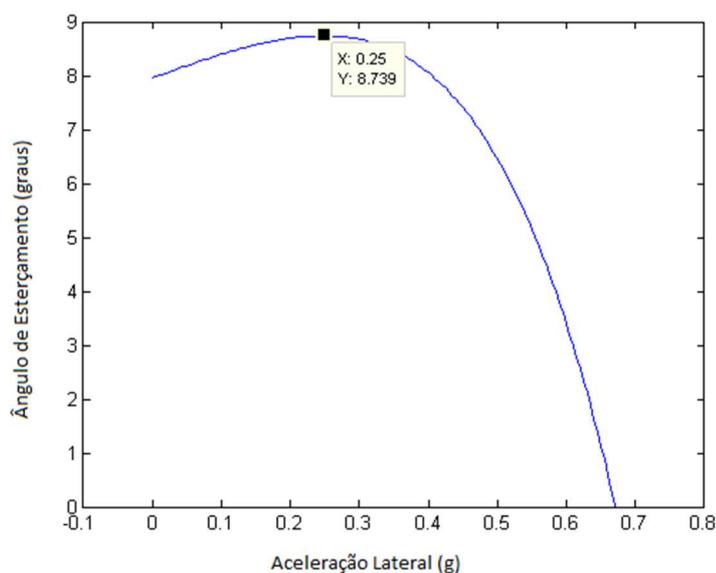
Fonte: Autoria própria.

Tabela 8 - Principais dimensões e características de um novo protótipo.

Suspensão Dianteira	
Tipo	Duplo-A
Bitola (mm)	1320
Ângulo de caster	15°
Inclinação do pino mestre	8,4°
Curso da roda (mm)	165
Altura do centro de rolagem (mm)	167
Suspensão Traseira	
Tipo	Multilink
Bitola	1220
Curso da roda (mm)	200
Altura do centro de rolagem (mm)	220
Direção	
Tipo	Pinhão - cremalheira
Relação	3,9:1
Outros	
Entre-eixos (mm)	1430

Fonte: Autoria própria.

Primeiramente, a Figura 5.7 a seguir ilustra o comportamento do veículo em curvas obtido no Matlab. Nota-se que em valores de baixa aceleração lateral (curva ascendente), o veículo é subesterçante e que em 0,25 g ocorre a transição para sobreesterçante (curva descendente). Este comportamento resultante atende ao objetivo b. apresentado no início deste capítulo.

**Figura 5.7 – Comportamento do veículo em curva.**

Fonte: Autoria própria.

A dianteira do protótipo também foi ajustada para se obter os resultados desejados. As variáveis trabalhadas para que houvessem a melhora da performance são: variação de cambagem, *bump steer* e *scrub*.

A Figura 5.8 ilustra a variação de cambagem da suspensão dianteira pelo deslocamento vertical da roda, obtido no software ADAMS/Car. Primeiramente, nota-se um curso total de 165 mm, sendo 45 mm de compressão e 120 mm de extensão. Assim, considera-se que o objetivo a. deste capítulo foi cumprido.

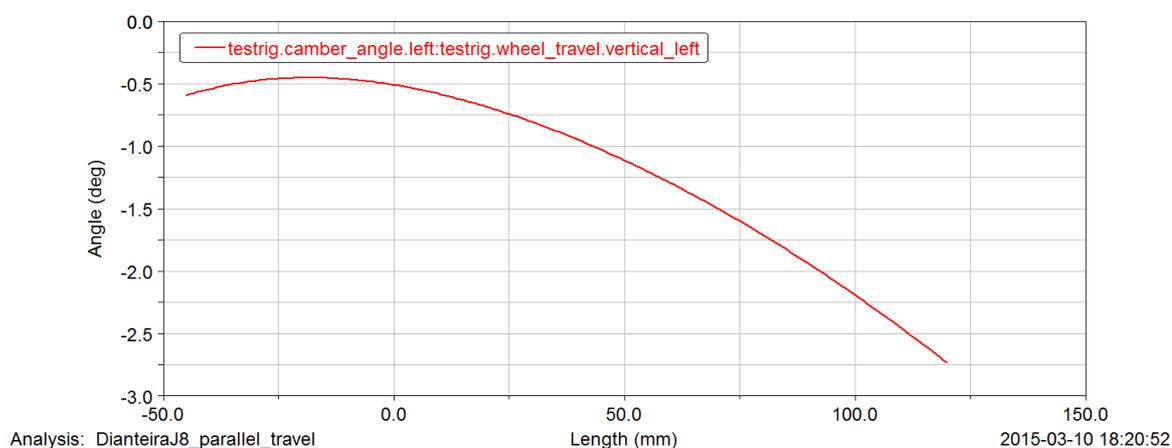


Figura 5.8 - Variação de cambagem das rodas dianteiras.

Fonte: Autoria própria.

Em relação à cambagem, considera-se também que o objetivo c. deste capítulo foi atingido. Percebe-se que houve uma significativa redução desta variável, com um valor máximo em módulo de $2,75^\circ$. Essa redução é benéfica uma vez que melhora a aderência da dianteira e potencializa a capacidade do veículo ao fazer uma curva.

A Figura 5.9 ilustra a variação de convergência pelo deslocamento vertical da roda. Nota-se uma grande redução desta variável quando comparada com o atual veículo baja da UTFPR-CT. Assim, com um valor máximo em módulo de $0,25^\circ$, pode-se dizer que a variação de esterçamento das rodas dianteiras é praticamente nulo quando deslocadas verticalmente.

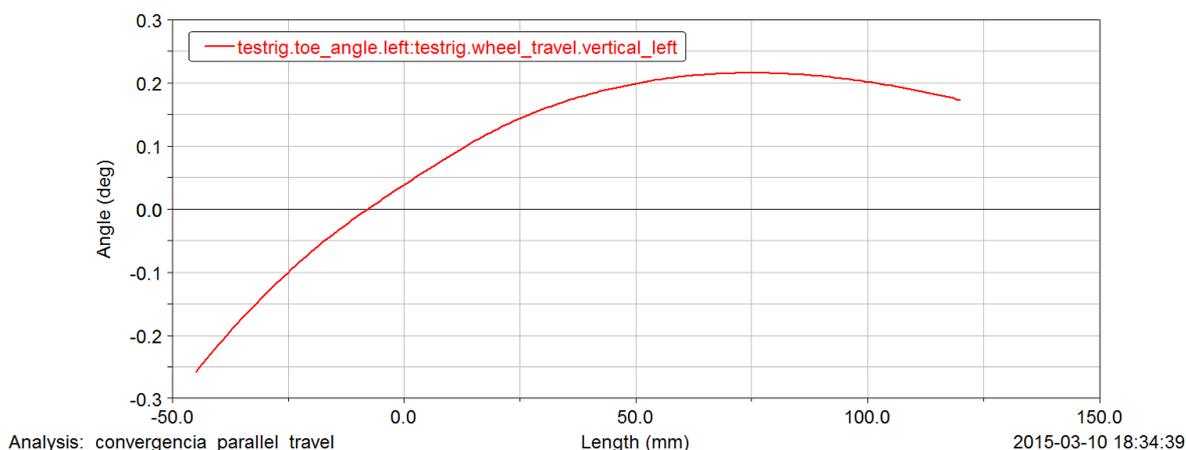


Figura 5.9 - Variação de convergência das rodas dianteiras.

Fonte: Autoria própria.

A Figura 5.10 ilustra o *scrub*, que é a variação de bitola pelo deslocamento vertical da roda dianteira. Este fenômeno é prejudicial a performance, uma vez que provoca um arrasto lateral dos pneus e gera perturbações na direção. Assim, com uma variação de aproximadamente 10 mm, conclui-se que esse valor é insignificante quando comparado com o valor da bitola dianteira, que é de 1320 mm.

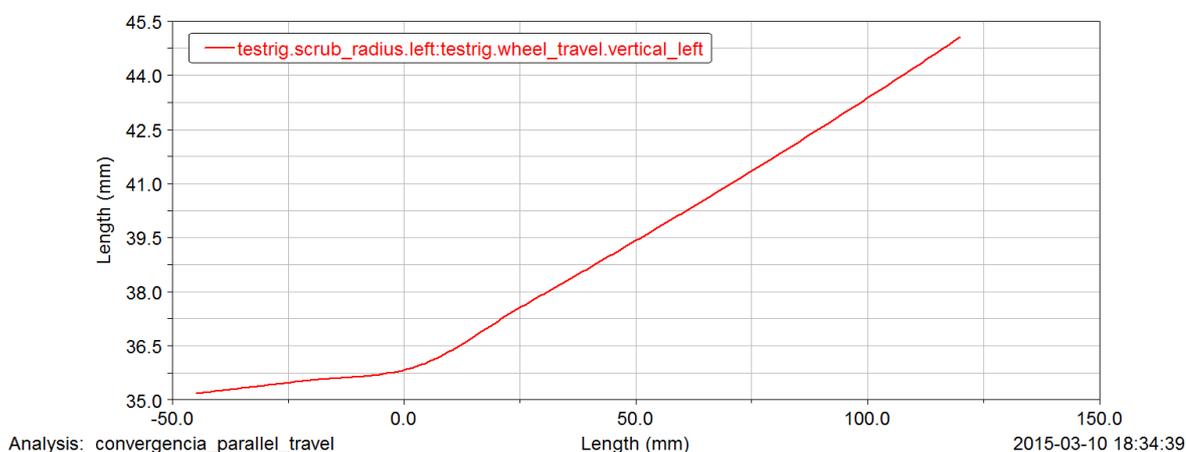


Figura 5.10 - Variação de bitola da dianteira.

Fonte: Autoria própria.

Assim como a dianteira, a traseira também foi trabalhada para se obter uma melhoria de performance. O objetivo é que a traseira gerasse um comportamento sobreesterçante no veículo, auxiliando o mesmo a fazer curvas mais rápidas e fechadas.

Ao contrário da dianteira, a traseira apresenta uma alta variação de cambagem pelo deslocamento vertical da roda. Conforme ilustrado na Figura 5.11, essa variação chega a um valor máximo em módulo de aproximadamente $5,8^\circ$. Este tipo de comportamento faz com que a roda perca aderência com o solo e gere um sobreesterçamento, conforme desejado.

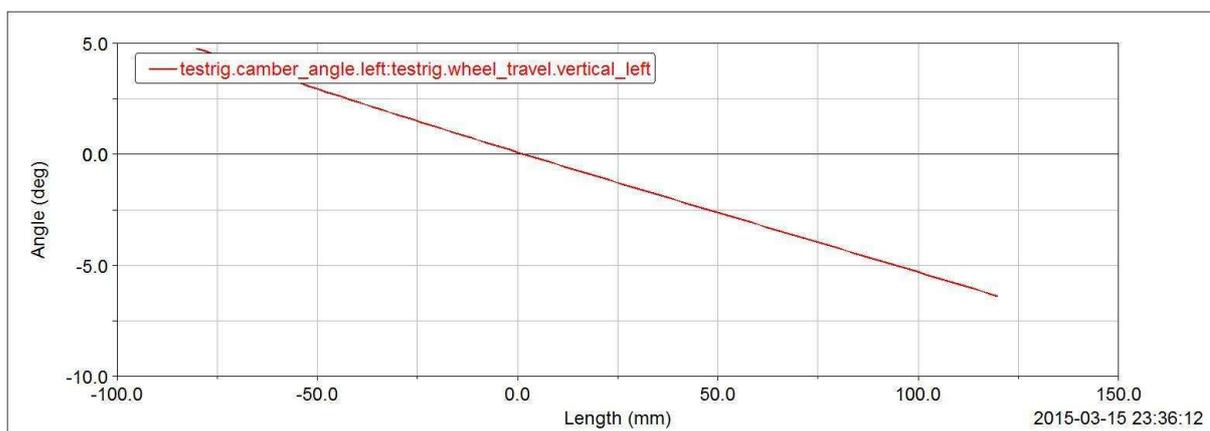


Figura 5.11 - Variação de cambagem das rodas traseiras.

Fonte: Autoria própria.

Além disso, nota-se um curso vertical da roda de 200 mm, sendo 80 mm de compressão e 120 mm de extensão.

A Figura 5.12 ilustra o esterçamento da roda pelo deslocamento vertical da mesma, ou *toe*. Quando a roda é comprimida, observa-se que a roda esterça cerca de $1,6^\circ$ em seu curso máximo. O sinal negativo indica que a mesma vira para fora do veículo. Isso faz com que uma roda traseira externa a curva, quando comprimida, se inclina em uma direção externa a curva, reduzindo assim o raio de curva. Isso auxilia na capacidade de fazer curvas do veículo. Isto também ocorre com a roda interna a curva pois, quando estendida, também se esterça para fora da curva.

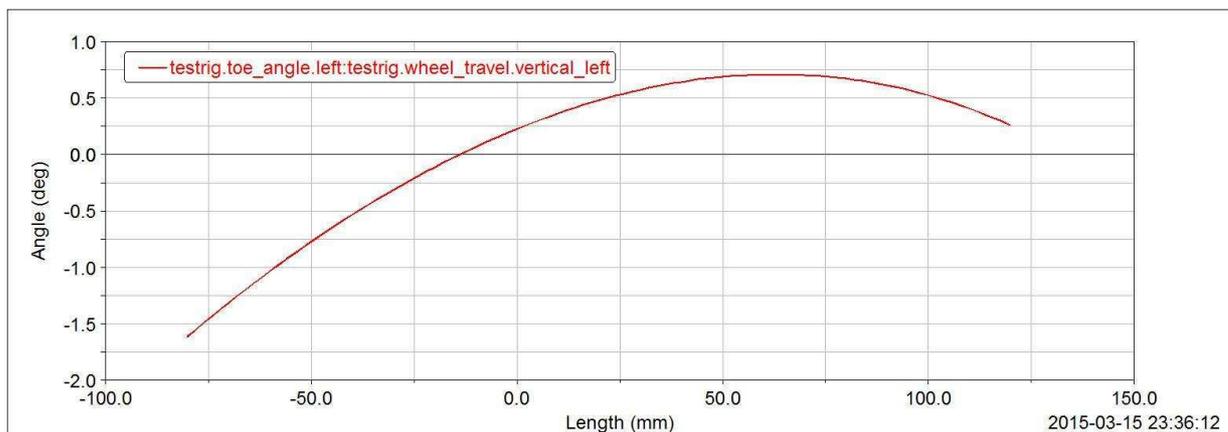


Figura 5.12 - Variação de convergência das rodas traseiras.

Fonte: Autoria própria.

Em relação a variação de *scrub*, Figura 5.13, há uma variação de 60 mm ao longo de todo o curso. É natural que esta variável apresente um valor alto uma vez que a suspensão traseira apresenta maiores valores de cambagem e *toe*.

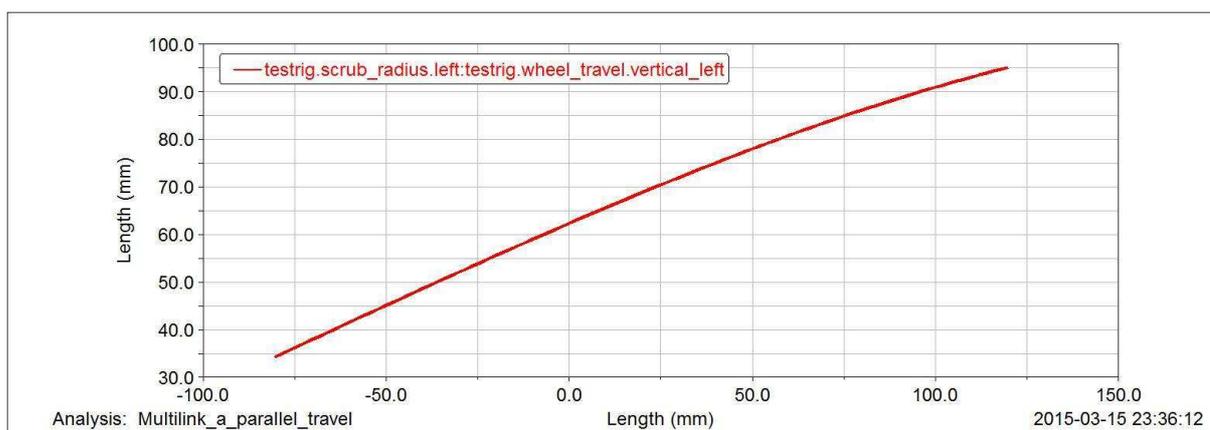


Figura 5.13 - Variação de bitola da traseira.

Fonte: Autoria própria.

Para se reduzir o raio de curva mínimo, deve-se trabalhar os valores de entre-eixos e bitolas do veículo. O novo raio de curva obtido foi de 1,9 m, uma redução próxima de 30% em relação ao protótipo anterior. Assim, considera-se que o objetivo d. do início deste capítulo foi cumprido.

Já em relação a rigidez da suspensão, os resultados permaneceram os mesmos, sendo um valor médio de 1,49 Hz para a dianteira e 1,79 Hz para a traseira. Assim, considera-se que o objetivo e. deste capítulo foi atingido.

Tabela 9 - Demonstração dos resultados conforme os objetivos específicos.

		Inicial	Final
Variação de cambagem [graus]		4,8	2,7
Raio de curva mínimo [m]		2,7	1,9
Rigidez da suspensão [Hz]	Dianteira	1,8	1,49
	Traseira	2,0	1,79

Fonte: Autoria própria.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho tem o objetivo de realizar uma análise consistente dos sistemas de suspensão e direção de um veículo, a fim de sugerir uma metodologia de execução de projeto. Para tanto, utilizou-se um veículo do tipo baja para ilustrar essa execução.

Apesar do foco inicial ser a aplicação em um veículo do tipo baja, ressalta-se que a metodologia de análise proposta tem aplicabilidade em veículos das mais variadas categorias. Isto ocorre porque foram analisados conceitos básicos e fundamentais de dinâmica veicular. Destacam-se assuntos referentes a dirigibilidade, ao conforto e a segurança, inerentes a qualquer automóvel.

Primeiramente, realizou-se uma revisão bibliográfica apresentando os principais conceitos de dinâmica veicular que seriam utilizados na sequência. Desse modo, foi possível identificar a importância das geometrias de suspensão, direção e de manga de eixo serem projetadas a fim de garantir que os pneus estejam sempre em uma situação de máxima aderência. Esta situação permite que o veículo trafegue na maior velocidade possível e permaneça estável e controlável.

Tendo em vista o comportamento supracitado, analisou-se o atual veículo do tipo baja da UTFPR-CT. Dentre os conceitos de dinâmica veicular, destacou-se a variação de cambagem pelo deslocamento vertical da roda, o raio de curva mínimo, a rigidez das molas e o comportamento em curvas. Como produtos desta análise, observou-se que o veículo apresenta uma alta variação de cambagem nas rodas dianteiras, a qual contribuiria para que as mesmas perdessem aderência e impossibilitasse o correto controle do veículo em curvas. Além disso, identificou-se que as molas são altamente rígidas, impedindo que a suspensão filtre devidamente as imperfeições do solo e ainda contribui na perda de aderência. Ainda, aplicando-se as equações de comportamento em curvas, observou-se que o veículo é pouco sobreesterçante com o aumento da aceleração lateral.

Deste modo, no Capítulo 5, apresentou-se uma sequência de análises com o objetivo de reverter esta situação, passando-se efetivamente para um processo de desenvolvimento. Estas avaliações foram auxiliadas através da utilização de um software de simulação de veículos, o Adams/Car. A metodologia proposta trabalha

da seguinte maneira: determinação dos objetivos a serem alcançados, determinação de parâmetros iniciais como molas, pneus e valores de entre-eixos e bitolas, esboço inicial dos sistemas de suspensão e direção, análise de *ride* e determinação do comportamento em curvas.

As geometrias de suspensão e direção iniciais já devem contemplar características desejáveis como correto posicionamento dos centros de rolagem, curso de suspensão e otimização de cambagem, convergência e scrub. Na etapa de *ride*, deve-se determinar um valor de rigidez de suspensão condizente com o conforto do condutor. Já na etapa de comportamento em curvas, deve-se analisar se a partir dos dados determinados ou calculados, o comportamento desejado foi obtido. Caso contrário, retorna-se às etapas anteriores. É importante ressaltar que este tipo de desenvolvimento é na verdade um processo iterativo. Assim, ao final do capítulo 5, pode-se dizer que as metas foram cumpridas e que efetivamente houve uma melhoria no desempenho nos sistemas de suspensão e direção.

Por fim, considera-se que este trabalho atendeu aos objetivos estabelecidos na introdução do mesmo. Este demonstrou a importância de uma análise crítica dos problemas encontrados atualmente e propôs uma metodologia de solução. Assim, pode-se dizer que, a partir do conhecimento e aplicação correta de alguns conceitos básicos de dinâmica veicular, é possível criar um veículo com um bom comportamento (neste caso, sobre o ponto de vista de suspensão e direção), independentemente do tipo deste carro e de sua aplicação.

REFERÊNCIAS

BLUNDELL, M.; HARTY, D. **Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. 1ª Ed. ed. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. First edition. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.

JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. Riverdale: Springer, 2008.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, Inc., 1995.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2ª Ed. ed. Woburn: Butterworth-Heinemann, 2001.

SAE. Regulamento Baja SAE Brasil, 26 Novembro 2013. Disponível em: <http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas_estudantis/baja2014/Regras.aspx>. Acesso em: 20 Janeiro 2014.