



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**Análise de uma Suspensão para um Veículo de
Fórmula SAE via Elementos Finitos**

**Autor: Vinícius Resende Rocha
Orientadora: Suzana Moreira Avila**

**Brasília, DF
2016**



Vinícius Resende Rocha

Análise de uma Suspensão para um Veículo de fórmula SAE via Elementos Finitos

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientadora: (Dra. Suzana Moreira Avila)

**Brasília, DF
2016**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação

Rocha, Vinícius Resende.

Análise de uma suspensão de um veículo de fórmula SAE via elementos finitos/ Vinícius Resende Rocha.
Brasília: UnB, 2016. 112 p.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2016. Orientação: Suzana
Moreira Ávila.

1. Suspensão. 2. Duplo A. 3. Fórmula SAE. 4. Análise Dinâmica. 5. Análise Estrutural. 5. Elementos Finitos. I. Avila, Suzana Moreira. II. Dra.

CDU Classificação



Vinícius Resende Rocha

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 27/06/2016 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Professora Suzana Moreira Ávila, UnB/ FGA
Orientadora

Professor Saleh Barbosa Khalil, UnB/ FGA
Membro Convidado 1

Professora Maura Angélica Milfont Shzu, UnB/ FGA
Membro Convidado 2

Brasília, DF
2016

Dedico este trabalho a minha família que sempre me apoiou, e a todos os meus professores que fizeram parte do meu crescimento.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter me proporcionado diversas oportunidades, a toda minha família que sempre me deu suporte e carinho, a minha orientadora, a todos os professores que fizeram parte da minha jornada e a todos os meus amigos e colegas que fizeram da minha graduação algo melhor.

O mais competente não discute, domina a sua ciência e cala-se. Voltaire.

RESUMO

Este trabalho mostra uma análise de um sistema de suspensão para um veículo elétrico da Fórmula SAE, com base em efeitos respectivos à dinâmica de veículos e uma análise via elementos finitos. O trabalho traz definições e conceitos importantes para a elaboração de uma boa análise da suspensão com base em fatores dinâmicos. O trabalho permite o entendimento de diversos elementos geométricos da suspensão, como: câmber, cáster, convergência, centro de rolagem, angulação e tamanho dos braços, com seus conceitos definidos e analisados durante este estudo. Logo, cálculos como a taxa de variação de câmber, efeitos *anti dive*, *anti squat* e transferências de cargas laterais e longitudinais foram realizados. E, a partir da definição da angulação do sistema *push rod*, foi possível verificar qual a porcentagem da carga proveniente das transferências de carga que será transmitida ao conjunto *rocker arm* e amortecedor-mola do veículo. Portanto, a partir dos valores das transferências de cargas no veículo, foi possível definir condições de contorno para posterior simulação estrutural do conjunto de suspensão via método dos elementos finitos, por meio do software *Ansys*. Já através do conceito de Pugh se define materiais para o sistema. Parte-se então às simulações estruturais no *Ansys* iniciando-se pela estática por meio de análises de tensões, deformações e coeficientes de segurança. Nesta etapa verifica-se que os componentes em análise sofrem esforços que geram tensões menores do que as de escoamento dos materiais. Os coeficientes de segurança mostram quais componentes carecem de ajustes e quais estão bem dimensionados. Nas etapas de análises dinâmicas inicia-se com a modal definindo as seis primeiras frequências naturais e seus respectivos modos de vibração. Prosseguindo a análise realiza-se em seguida as análises harmônicas da manga de eixo, *push rod* e bandeja superior, verificando as frequências encontradas na etapa modal e validando o sistema por frequências de tais magnitudes dificilmente atingidas em condições reais. Na análise transiente utiliza-se uma função harmônica com frequência próxima as de excitação de pistas. Utiliza-se também do ruído branco para conseguir simular condições próximas as reais.

Palavras-chave: Suspensão. Duplo A. Fórmula SAE. Análise Dinâmica. Análise Estrutural. Elementos Finitos.

ABSTRACT

This work shows an analysis of a suspension system for an electric vehicle of Formula SAE based on their effect on the vehicle dynamics and through finite element analysis. The work brings definitions and important concepts for the development of a good analysis of the suspension based on dynamic factors. The work allows the understanding of various geometric elements of the suspension, such as camber, caster, convergence, roll center, angle and size of the arms, with its defined concepts and analyzed during this study. Thus, calculations such as camber variation rate, effects anti dive, anti-squat and lateral and longitudinal load transfers were performed. And, from the definition of the angulation of the push rod system, it was possible to determine the percentage of load from load transfers to be transmitted to the rocker arm assembly and vehicle bumper-spring. Therefore, from the values of the transfer of cargo in the vehicle, it was possible to set boundary conditions for further structural simulation of suspension set with the finite element method by Ansys software. Through the Pugh's concept the materials of analysis are defined to the system. In this step the structural simulations in Ansys started with the static case through analysis of stresses, strains and safety factors. At this stage it appears that the components undergo analysis efforts generating lower stress than the yield strength of materials. Safety coefficients show which components require adjustments and which are well-sized. The dynamic analysis starts with setting the first six natural frequencies and the respective vibration modes. Pursuing the analysis is carried out then the harmonic analysis of the steering knuckle, push rod and upper arm, checking the frequencies found in the modal stage and validating the system frequency of such magnitudes rarely achieved in real conditions. In transient analysis is used a harmonic function with frequency close to the road excitation. It is also used white noise to get simulate conditions close to reality.

Keywords: Suspension. Double Wishbone. Formula SAE. Dynamic Analysis. Structural Analysis. Finite Element Method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Transmissão de esforços no sistema de suspensão através do <i>push rod</i> e <i>rocker arm</i>	14
Figura 2. Tipos de elementos.....	17
Figura 3. Discretização com elemento triangular.....	18
Figura 4. Efeito da malha nos resultados.....	19
Figura 5. Representação do MEF no caso estático.....	19
Figura 6. Representação de um elemento.....	20
Figura 7. Representação de dois elementos.....	20
Figura 8. Elemento Tetraedro Quadrático. a) Faces planas. b) Faces curvas.....	21
Figura 9. Prova <i>Skid Pad</i>	31
Figura 10. Suspensão do tipo duplo A.....	33
Figura 11. Sistema de suspensão com <i>push rod</i>	33
Figura 12. Suspensão independente.....	34
Figura 13. Suspensão Dependente <i>Hotchkiss</i> : componentes e descrição.....	35
Figura 14. Suspensão dependente de Dion: componentes e características.	36
Figura 15. Suspensão independente.....	36
Figura 16. Suspensão tipo MacPherson.....	37
Figura 17. Suspensão tipo braço arrastado dianteira.	38
Figura 18. Suspensão tipo braço arrastado traseira.	38
Figura 19. Suspensão tipo Multi Link.	39
Figura 20. Sistema de suspensão duplo A.	40
Figura 21. Molas Helicoidais.....	41
Figura 22. Amortecedor Hidráulico.	42
Figura 23. Sistema com <i>Rocker Arm</i> em detalhe.....	43
Figura 24. Barra de direção com terminal rotular..	43
Figura 25. Sistema com <i>Pull/Push rod</i>	44
Figura 26. Manga de Eixo de um Fórmula SAE.	44
Figura 27. O CR e CI.....	46
Figura 28. Definição de <i>Câamber</i>	48
Figura 29. Definição de <i>Cáster</i>	49
Figura 30. Convergência.....	49
Figura 31. Entre eixos e <i>Bitola</i>	50
Figura 32. Fatores para cálculo dos efeitos anti.	51
Figura 33. Transferência Longitudinal de Carga.....	52
Figura 34. Transferência Lateral de Carga..	53
Figura 35. Sequência de análises no Ansys.....	56
Figura 36. Exemplo de refinamento de malha.....	55
Figura 37. Localização do CG.....	58
Figura 38. Pneu <i>Slick</i> aro 13.	58
Figura 39. Vista lateral com definição dos pontos de ancoragem da suspensão.....	60
Figura 40. Pontos de Fixação da Suspensão no Chassi..	60
Figura 41. Vista dianteira do veículo com CR e CI.....	62
Figura 42. Vista traseira do veículo com CR e CI.....	62
Figura 43. Angulação do <i>Push Rod</i> e Transmissão de esforços.....	65
Figura 44. Sistema de suspensão modelado no <i>Catia V5</i>	71
Figura 45. Tela de conexões no <i>Ansys Workbench</i>	73
Figura 46. Função mola-amortecedor no conjunto de suspensão.....	73
Figura 47. Cavidade esférica da bandeja em corte.	74

Figura 48. Apoios sem atrito nas bandejas.	75
Figura 49. Conexão dos <i>rocker arms</i> ao chassi.	75
Figura 50. Suporte fixo aplicado ao pino que conecta o <i>rocker arm</i> ao chassi.	76
Figura 51. Local de aplicação da carga distribuída na manga de eixo.	77
Figura 52. Malha gerada.	77
Figura 53. Tensões equivalentes na estrutura.	79
Figura 54. Máximos e mínimos de tensões.	80
Figura 55. Detalhe do ponto de máxima tensão equivalente.	80
Figura 56. Deformações totais na estrutura.	81
Figura 57. Sequência dos deslocamentos na estrutura.	82
Figura 58. Análise de coeficientes de segurança na estrutura.	83
Figura 59. Ponto do fator de segurança mínimo.	84
Figura 60. Coeficientes de segurança nas bandejas da suspensão.	85
Figura 61. Coeficientes de segurança no <i>push rod</i>	86
Figura 62. Coeficientes de segurança na manga de eixo.	86
Figura 63. Coeficientes de segurança do <i>rocker arm</i>	87
Figura 64. Primeiro modo de vibração em 61,3 Hz.	89
Figura 65. Modos de vibração do sistema.	90
Figura 66. Seção selecionada da manga de eixo para análise harmônica.	91
Figura 67. Resposta harmônica da manga de eixo.	92
Figura 68. Seção selecionada da bandeja para análise harmônica.	92
Figura 69. Resposta harmônica da bandeja.	93
Figura 70. Seção selecionada do <i>push rod</i> para análise harmônica.	94
Figura 71. Resposta harmônica do <i>push rod</i>	94
Figura 72. Resposta da função harmônica em 2,5 Hz.	96
Figura 73. Acelerações sob análise transiente com excitação harmônica em 2,5 Hz.	96
Figura 74. Amplitudes da resposta gerada pelo ruído branco.	98
Figura 75. Acelerações sob análise transiente com excitação de um ruído branco.	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Efeitos da Altura do CR.	47
Tabela 2. Dados Iniciais de Projeto.	57
Tabela 3. Cálculo dos Efeitos Anti.	61
Tabela 4. Dados da Geometria da Suspensão.	63
Tabela 5. Transferência de Carga Longitudinal e Lateral.	64
Tabela 6. Indicadores de Pontuação.	66
Tabela 7. Critérios e pesos utilizados.	67
Tabela 8. Propriedades dos Materiais.	68
Tabela 9. Matriz de escolha de material para bandejas e <i>push rod</i>	68
Tabela 10. Propriedades mecânicas do aço SAE 1045.	69
Tabela 11. Critérios e pesos utilizados.	69
Tabela 12. Materiais.	70
Tabela 13. Matriz de decisão de material da manga de eixo e <i>rocker arm</i>	70
Tabela 14. Propriedades físicas e mecânicas do Alumínio 6061 T6.	71
Tabela 15. Dados das simulações e da geometria.	78
Tabela 16. Frequências modais da estrutura.	88
Tabela 17. Dados da análise harmônica.	91
Tabela 18. Intervalo da força harmônica em frequência de pista.	96

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	11
1.1. MOTIVAÇÃO.....	11
1.2. OBJETIVOS	12
1.2.1. Gerais.....	12
1.2.2. Específicos.....	12
1.3. METODOLOGIA.....	13
1.4. ESTRUTURA DO TEXTO.....	15
2. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	16
2.1. CONVERGÊNCIA DOS RESULTADOS.....	16
2.2. FORMULAÇÃO BÁSICA DO MEF PARA O CASO ESTÁTICO	19
2.3. TIPO DE ELEMENTO	21
2.3.1. Solid 187.....	22
2.4. ANÁLISE DINÂMICA VIA ELEMENTOS FINITOS	23
2.4.1. Análise Modal	23
2.4.2. Superposição Modal	24
2.4.3. Integração Numérica.....	25
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
3.1. ESTADO DA ARTE	27
3.2. HISTÓRICO	29
3.2.1. A Competição	29
3.2.2. O Histórico da Suspensão.....	31
3.3. SUSPENSÃO	31
3.3.1. Suspensão Dependente	34
3.3.2. Suspensão Independente.....	36
3.4. CENTRO DE GRAVIDADE (CG).....	44
3.5. GEOMETRIA DA SUSPENSÃO	45
3.5.1. Graus de Liberdade e Movimento da suspensão	45
3.5.2. Centro Instantâneo (CI)	46
3.5.3. Centro de Rolagem (CR)	46
3.5.4. Front View Side Arm e Side View Side Arm	47
3.5.5. Câamber	47
3.5.6. Cáster.....	48
3.5.7. Convergência	49
3.5.8. Entre eixo e Bitola	50
3.5.9. Efeitos Anti.....	50
3.6. TRANSFERÊNCIA DE CARGA	51
3.6.1. Transferência Longitudinal	51
3.6.2. Transferência Lateral.....	52
3.7. ELEMENTOS FINITOS EM FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS	54
3.7.1. Ansys	54
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	57
4.1. CONSIDERAÇÕES DE PROJETO.....	57
4.2. DESCRIÇÃO GEOMÉTRICA	57
4.3. ANCORAGEM DA SUSPENSÃO.....	59
4.4. PROJETO DO <i>SIDE VIEW SWING ARM</i>	60
4.4.1. Cálculo dos Efeitos “Anti”	60
4.5. ANGULAÇÃO DOS BRAÇOS.....	61
4.6. PROJETO DO <i>FRONT VIEW SWING ARM</i>	62

4.6.1. Taxa de Variação de Câamber.....	63
4.7. CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CARGA LONGITUDINAL	63
4.8. CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CARGA LATERAL	64
4.9. ANGULAÇÃO DO PUSH ROD	64
4.10. MATRIZ DE DECISÃO DE MATERIAL	65
4.10.1. Critérios	66
4.10.2. Materiais	67
4.11. MODELO DA SUSPENSÃO	71
4.11.1. Conexões	72
4.11.2. Apoios.....	74
4.11.3. Carga Estática Aplicada	76
4.12. ANÁLISE ESTÁTICA.....	78
4.12.1. Coeficientes de Segurança.....	82
4.13. ANÁLISE DINÂMICA.....	88
4.13.1. Análise Modal	88
4.13.2. Análise Harmônica	90
4.13.3. Análise Transiente	95
5. CONCLUSÃO.....	99
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	102
ANEXOS	104

1. INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO

As competições realizadas pela SAE (*Society of Automotive Engineers*) possuem como objetivo aproximar o estudante de engenharia a projetos na área automobilística. Assim, elas permitem o desenvolvimento novas tecnologias e métodos que aprimoram os sistemas de um veículo.

As áreas relacionadas à dinâmica veicular são fundamentais para o comportamento do veículo. Nesse âmbito, a suspensão automotiva exerce papel fundamental para o desenvolvimento do veículo, existindo assim, boas perspectivas de avanços no projeto e validação de um sistema de suspensão.

O sistema de suspensão em um veículo de competição possui a finalidade de proporcionar melhor desempenho no comportamento dinâmico do mesmo. Este tipo de suspensão difere-se em relação a outros tipos de veículos, pois não busca o conforto, objetivo amplamente presente em, por exemplo, projeto de carros de passeio.

O projeto e a validação de um sistema de suspensão, anteriormente tratado de maneira empírica, evoluíram muito com estudos do comportamento dinâmico e estrutural do veículo, sendo esse tema ainda muito discutido na literatura e com boas perspectivas de melhora na performance.

As competições realizadas pela SAE já proporcionaram diversos estudos na área de suspensão do tipo duplo A. A seguir apresenta-se um resumo de alguns deles.

Torres (2011), então membro de uma equipe de fórmula SAE combustão da Universidade de Brasília apresentou um projeto de um sistema de suspensão do tipo duplo A levando em consideração fatores da dinâmica veicular como: CI (Centro Instantâneo), CR (Centro de Rolagem), câmber, cáster, convergência, ângulo do pino mestre, efeitos *anti dive*, *anti lift*, *anti squat*, além de definir alguns tipos de suspensão para elucidação do tema ao leitor. Após esta parte da análise da dinâmica veicular, o projeto do então membro da equipe Apuama Racing, avançou numa análise de dinâmica multicorpos através do software MSC Adams/Car. A partir destas simulações, foram concluídos que ajustes de fatores da geometria da suspensão poderiam ser feitos de acordo com cada prova da competição.

Almeida (2012), propôs uma análise de uma suspensão do tipo duplo A levando em consideração 8 parâmetros: bitola, CR, câmber, cáster, convergência, inclinação do pino mestre, *ride height* e compressão do conjunto amortecedor-mola. Este autor elaborou um programa de código aberto para cálculo de cada um destes parâmetros abordados no trabalho. A partir destas simulações, seus resultados foram comparados com o software comercial MSC Adams/Car, apresentando diferenças entre 7% a 10% na análise dos mesmos fatores.

Andrade (2013) apresentou um trabalho na mesma área. Onde parâmetros da dinâmica veicular foram analisados no comportamento da suspensão por meio de uma comparação de um programa elaborado em Matlab com resultados obtidos por meio do MSC Adams/Car. Seus resultados levaram em consideração o movimento proveniente da direção na manga de eixo na suspensão. Sua comparação apresentou resultados de divergência de menos de 10%.

O presente trabalho procura contribuir neste assunto com uma análise, onde há enfoque no comportamento estrutural dos elementos do sistema de suspensão, com o auxílio do software Ansys, que utiliza o método dos elementos finitos para suas análises.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Gerais

Definir parâmetros para o projeto de um sistema de suspensão para um veículo de Fórmula SAE levando em consideração efeitos dinâmicos presentes no mesmo.

Realizar simulação estrutural em elementos finitos, utilizando o software Ansys, de um sistema de suspensão duplo A projetado para a fórmula SAE através de valores de carga obtidos por simulação de transferência de cargas provenientes da dinâmica veicular.

1.2.2. Específicos

Analisar o sistema de suspensão através de simulações da ótica da dinâmica veicular.

Por meio dos valores obtidos nas simulações de transferência de carga definir condições de contorno de forças a serem aplicadas nas simulações estruturais.

Realizar uma análise individual de cada componente abordado no sistema de suspensão, por meio de análises de tensões, deslocamentos e coeficientes de segurança.

Por meio da imposição de condições de contato, analisar o conjunto dianteiro da suspensão para identificar a transmissão dos esforços e deslocamentos do sistema.

Comparar e analisar os componentes da suspensão de acordo com seus respectivos coeficientes de segurança, provendo ao leitor uma discussão da viabilidade ou possibilidade de utilização de cada componente.

Possibilitar a escolha de um material adequado a cada componente, de forma a regular a relação custo x desempenho.

1.3. METODOLOGIA

Para iniciar este projeto de um sistema de suspensão, tornou-se necessário fazer extensa revisão bibliográfica sobre o tema e, a partir disso, definir as etapas a serem realizadas para a realização do trabalho.

Após a pesquisa e a definição de temas presentes no trabalho, fez-se relevante selecionar elementos do projeto essenciais para a eficiência da suspensão. Assim como definir metas e objetivos para o sistema como um todo.

Para iniciar o projeto dinâmico levou-se em conta fatores relacionados à geometria da suspensão, como os pontos de ancoragem dos braços no chassi e a sua angulação. Tão quanto o projeto dos braços de suspensão, e da manga de eixo. Através de dados como o desenho em CAD do chassi foi possível definir o sistema completo de suspensão projetando-o nos espaços disponíveis na estrutura. Logo, o projeto das *push rods* e *rocker arms* foram realizados nesta etapa. A Figura 1 mostra uma representação do que é o *push rod* e *rocker arm* e como é realizada a transmissão de esforços no sistema de suspensão.

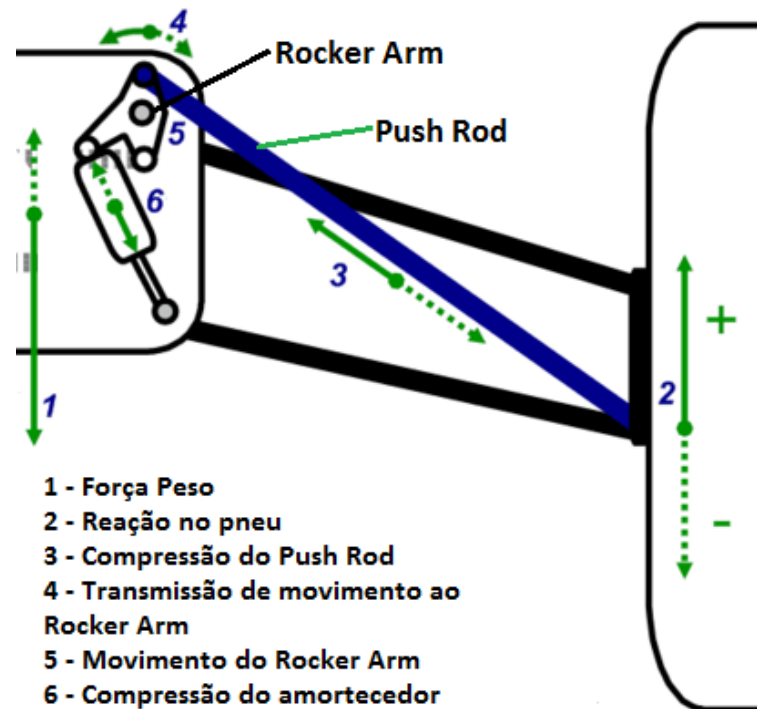


Figura 1. Transmissão de esforços no sistema de suspensão através do *push rod* e *rocker arm*. Fonte: Adaptado de <https://sidepodcast.com/feature/tech-spec/suspension-of-disbelief-f1-forces>

Amortecedores e molas foram elementos escolhidos a partir de modelos disponíveis no mercado e selecionados de acordo com as necessidades do projeto.

A partir de planilhas de cálculos criadas no Excel, tornou-se possível determinar efeitos como: *anti dive*, *anti squat* e taxa de variação de câmbio. Os quais, os seus parâmetros são facilmente alterados para análise do projeto.

Com o auxílio do software Matlab foi possível criar um código, disponível no Anexo II, para cálculo de transferência de cargas longitudinais e laterais. Assim, esses resultados permitiram a elaboração de tabelas para a melhor visualização e análise dos dados.

A análise do comportamento estrutural estático e dinâmico foi realizada logo após os resultados obtidos dos parâmetros da dinâmica veicular. Definindo então inicialmente qual a geometria em estudo e suas condições de contorno.

Com as condições de contorno definidas, então pode-se iniciar a etapa de análises estáticas no software Ansys por meio de análises de tensões, deformações e coeficientes de segurança. Nesta etapa determina-se a viabilidade de utilização de cada elemento da suspensão de acordo com seus objetivos estruturais no veículo de competição em estudo.

Finalizadas as análises estáticas partiu-se então para as simulações dinâmicas referentes às frequências modais do sistema, modos de vibração, análises harmônicas e por fim transientes com cargas seguindo resultados anteriores de transferência de carga e frequências naturais do sistema. Nesta etapa do trabalho é então discutida a importância destas análises para o sistema de suspensão e a partir de seus resultados gerando uma fonte de validação a todo o sistema proposto.

1.4. ESTRUTURA DO TEXTO

O presente trabalho é dividido em cinco capítulos de acordo com os temas abordados.

O capítulo um trata-se da introdução, pois aborda assuntos como a motivação e justifica a elaboração do projeto. É definida a área do estudo por meio de discussões iniciais sobre os temas de dinâmica veicular e a suspensão de um veículo de fórmula SAE.

O capítulo dois apresenta a formulação matemática do problema estático e dinâmico, mostrando a derivação das equações e um breve referencial teórico.

No capítulo três apresenta-se a revisão bibliográfica, trata de situar o trabalho de acordo com os estudos dos principais trabalhos da literatura. Definem-se ainda tópicos importantes para a compreensão e apresentação dos resultados parciais referentes à análise do conjunto de suspensão.

O capítulo quatro, dos resultados numéricos, expõe e discute a escolha de cada parâmetro para o estudo. Nele, é possível verificar os resultados de conceitos definidos no capítulo anterior.

O capítulo cinco apresenta as conclusões. Ele demonstra o que foi possível inferir de toda a análise realizada, e apresenta sugestões para futuros trabalhos na área.

2. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Com a evolução matricial de modelos reticulados, em 1955, surgiu o método dos elementos finitos (MEF). Isso foi possível graças à disponibilidade de computadores digitais e também devido à necessidade de projeto de estruturas em modelos contínuos. A engenharia aeronáutica foi responsável por iniciar os estudos no ramo por meio da formulação tratada pioneiramente por Argyris e Kelsey em 1955 [Soriano 2003].

Segundo Beer e Johnston (1982), qualquer falha em algum componente estrutural é iniciada em locais da peça onde a tensão aplicada excede o limite de resistência do material naquele local. O MEF tem como funções analisar estas tensões e a viabilidade estrutural da peça, atividade feita com maior precisão e agilidade com o avanço dos recursos computacionais disponíveis.

Estruturas são sistemas físicos que são capazes de receber e transmitir esforços, sendo a análise de estruturas responsável por relacionar as ações externas com o comportamento do material e/ou estrutura [Soriano e Lima 2006]. Com a necessidade cada vez maior de simulação em estruturas cada vez mais complexas, surgiram então softwares de análise estrutural que utilizavam modelos numéricos do MEF. Alguns deles são: Algor, Ideas, Abaqus, Visual Nastran e Ansys, sendo o último citado, utilizado nesse estudo.

2.1. CONVERGÊNCIA DOS RESULTADOS

O método dos elementos finitos tem como ideia central a subdivisão do domínio da equação que descreve o fenômeno físico em pequenas regiões (elementos) onde por meio de um polinômio o comportamento do campo possa ser aproximado. O polinômio é escrito em função dos valores do campo nos vértices (nós) destes elementos e estes valores (incógnitas do problema discreto) são determinados através da minimização de um funcional associado à equação diferencial [Martha 1994]. A Figura 2 mostra alguns tipos de elementos utilizados.

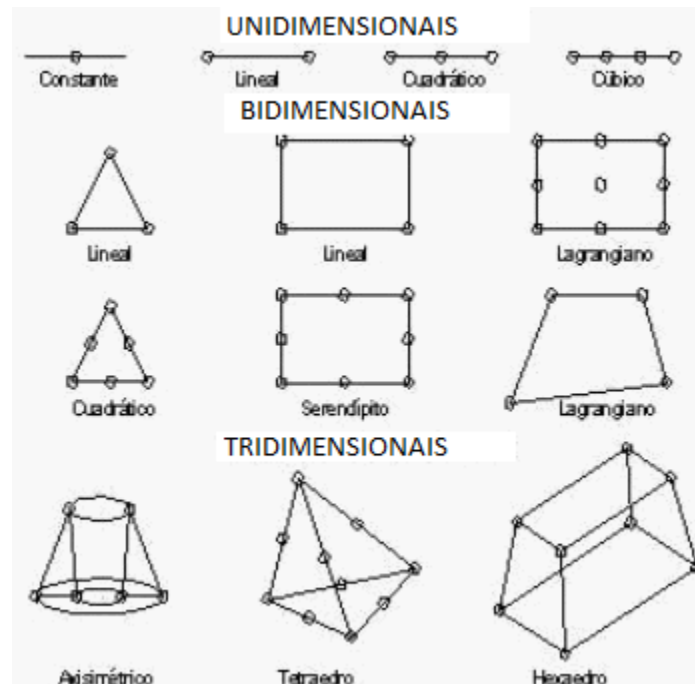


Figura 2. Tipos de elementos. Fonte: http://mingaonline.uach.cl/scielo.php?pid=S0718-025X2005000100004&script=sci_arttext

A acurácia de soluções e as condições de convergência do método dependem tanto da formulação dos elementos utilizados como da geração de malha na análise de um determinado problema. Isto descreve que não basta utilizar apenas bons algoritmos numéricos baseados em elementos adequados, mas também é necessário que a discretização feita para o domínio do problema, seja adequada [Martha 1994].

Um método de analisar a convergência de resultados é pelo refinamento p . Este método mantém as propriedades geométricas e número dos elementos, mas altera o grau de alguns deles.

Quando se utilizam elementos tri-dimensionais simples, tipicamente elemento com três e quatro lados é assegurada a condição de facilitar a representação com o rigor desejado da geometria e das condições de fronteira do domínio em análise. Na Figura 3 é possível observar a discretização de um açude usando elementos triangulares de três nós. A modelagem da galeria no centro do açude pode ser melhorada diminuindo a dimensão dos elementos e/ou aumentando o número de nós do elemento.

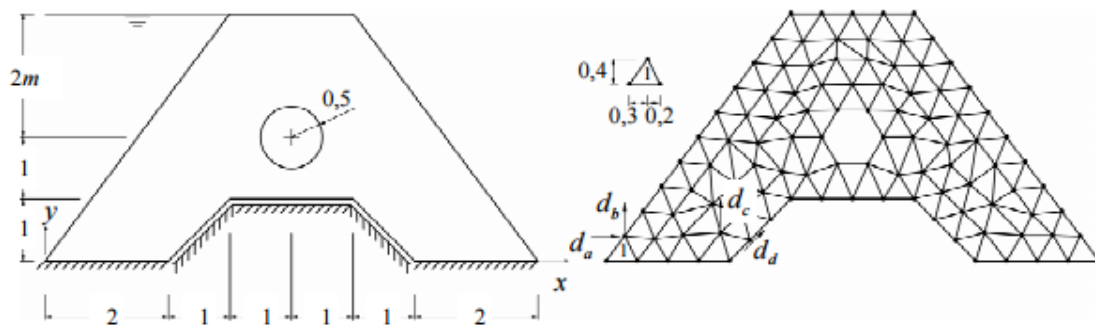


Figura 3. Discretização com elemento triangular. Fonte:
http://www.civil.ist.utl.pt/~luis/ae2/AE2_Elasticidade2D_v4.pdf

Outras condições importantes também devem ser mencionadas: definição facilitada de expressões gerais para funções usadas na aproximação do campo de deslocamentos, assegurar que essas funções produzam resultados cinematicamente possíveis e também facilitar o cálculo das integrais que definem a matriz de rigidez de cada elemento e os vetores das forças nodais equivalentes às forças de massa e de fronteira, a fim de diminuir a implementação numérica do problema [Castro 1996].

A malha da análise influencia diretamente na qualidade dos resultados obtidos. Malhas mais pobres com elementos maiores geram, em certos casos, resultados com precisão comprometida. Já malhas mais refinadas com elementos menores tendem a gerar uma boa convergência de respostas. A Figura 4 mostra esta variação de respostas de acordo com a malha gerada na simulação.

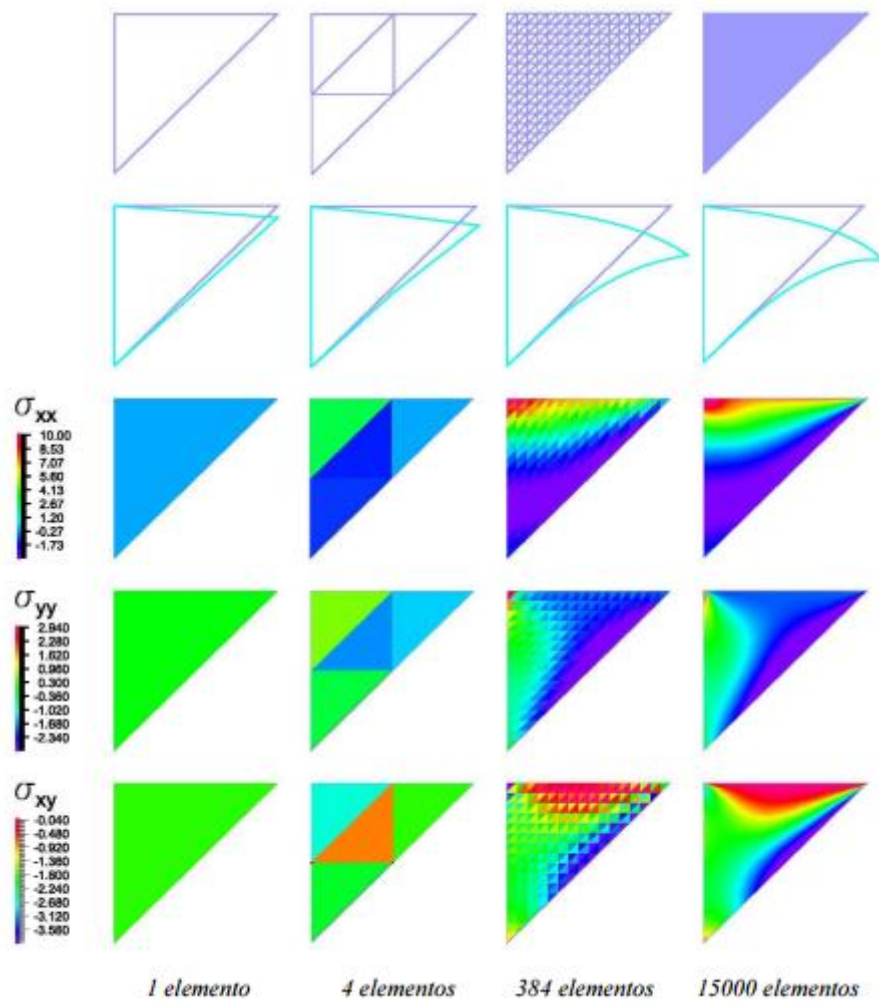


Figura 4. Efeito da malha nos resultados. Fonte: http://www.civil.ist.utl.pt/~luis/ae2/AE2_Elasticidade2D_v4.pdf

2.2. FORMULAÇÃO BÁSICA DO MEF PARA O CASO ESTÁTICO

No método de análise estática, cada um dos elementos utilizados na geração de malha pode ser interpretado como uma mola que possui uma determinada rigidez e tamanho determinado. A Figura 5 mostra esta representação.

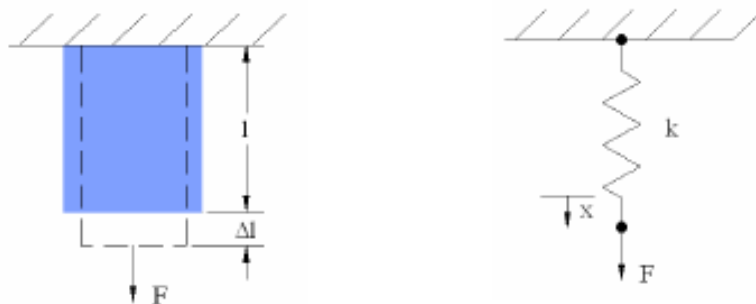


Figura 5. Representação do MEF no caso estático. Fonte: Azevêdo (2015).

Onde, k é a rigidez, F é a força aplicada e l é o comprimento.
Assim, chegamos às equações 1 e 2.

$$\sigma = \frac{F}{A}, \varepsilon = \frac{\Delta l}{l}, \sigma = E\varepsilon \quad (1)$$

Logo,

$$F = \frac{EA}{l} \Delta l \quad (2)$$

A equação 2 é similar à $F = kx$.

Analisando cada elemento como uma mola com certa rigidez, contribui para a construção das matrizes em termos de carregamentos, deslocamentos e rigidez. A rigidez depende das propriedades do material e da geometria da peça. A figura 6 mostra isto, sendo F_1, F_2 as forças em cada nó e U_1, U_2 os deslocamentos nos nós.

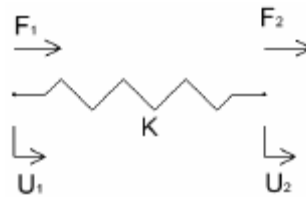


Figura 6. Representação de um elemento. Fonte: Azevêdo (2015).

Cada elemento é unido por nós comuns uns aos outros. Esta conectividade permite formar uma matriz global, com dois elementos, dois nós de cada elemento e um grau de liberdade como mostra a Figura 7.

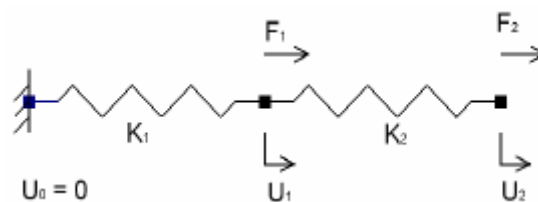


Figura 7. Representação de dois elementos. Fonte: Azevêdo (2015).

As condições de contorno globais, ou condições de carga e apoios são aplicadas aos nós. Portanto, o sistema discretizado pode ser representado como no sistema de equações 3.

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & K_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

2.3. TIPO DE ELEMENTO

O software Ansys possui uma biblioteca vasta de tipos de elementos, onde o usuário pode alterá-los de acordo com a necessidade da análise ou então usar elementos padrões definidos pelo software de acordo com a geometria em análise.

No presente trabalho utilizou-se o ambiente Workbench do Ansys. O software possui elementos padrões para cada geometria e em casos onde o desenho CAD possui uma geometria complexa, o elemento padrão utilizado é o tetraedro quadrático. A Figura 8 mostra a representação deste elemento.

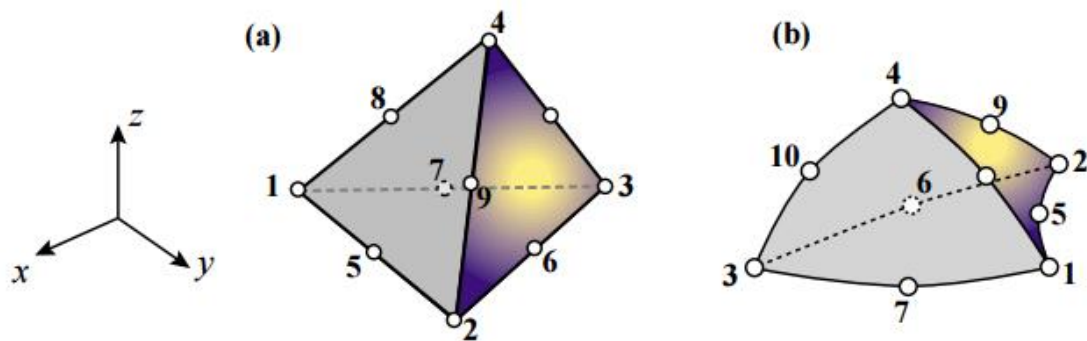


Figura 8. Elemento Tetraedro Quadrático. a) Faces planas. b) Faces curvas. Fonte: [8].

O tetraedro quadrático, também chamado de tetraedro de 10 nós é o segundo membro polinomial completo da família de tetraedros isoparamétricos. Este elemento tem um comportamento significativamente melhor que o tetraedro de quatro nós (linear) no quesito de cálculo de tensões. [8]

Este elemento possui 10 nós, sendo os numerados de 1 a 4 (Figura 8) nós de canto e os de 5 a 10 localizados nos lados do elemento. Cada face do elemento é determinada por 6 nós. [8]

A definição do tetraedro quadrático como um elemento isoparamétrico é dado pelo sistema de equações 4:

$$\begin{bmatrix} 1 \\ x \\ y \\ z \\ u_x \\ u_y \\ u_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & \dots & 1 \\ x_1 & x_2 & x_3 & \dots & x_{10} \\ y_1 & y_2 & y_3 & \dots & y_{10} \\ z_1 & z_2 & z_3 & \dots & z_{10} \\ u_{x1} & u_{x2} & u_{x3} & \dots & u_{x10} \\ u_{y1} & u_{y2} & u_{y3} & \dots & u_{y10} \\ u_{z1} & u_{z2} & u_{z3} & \dots & u_{z10} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_1^e \\ N_2^e \\ N_3^e \\ N_4^e \\ N_5^e \\ \vdots \\ N_{10}^e \end{bmatrix} \quad (4)$$

Onde, x , y e z são as coordenadas nodais e as funções de forma convencionais são dadas pela equação 5:

$$\begin{cases} N_1^e = \zeta_1(2\zeta_1 - 1), N_2^e = \zeta_2(2\zeta_2 - 1) \\ N_3^e = \zeta_3(2\zeta_3 - 1), N_4^e = \zeta_4(2\zeta_4 - 1) \\ N_5^e = \zeta_5(2\zeta_5 - 1), N_6^e = 4\zeta_1\zeta_2 \\ N_7^e = 4\zeta_3\zeta_1, N_8^e = 4\zeta_1\zeta_4 \\ N_9^e = 4\zeta_2\zeta_4, N_{10}^e = 4\zeta_3\zeta_4 \end{cases} \quad (5)$$

Onde, ζ^N são as coordenadas naturais do tetraedro.

2.3.1. Solid 187

O elemento correspondente no ANSYS ao tetraedro quadrático (10 nós) é o solid187. Este elemento possui características que facilitam a análise de geometrias complexas e também melhora a geração dos resultados.

Este elemento possui três graus de liberdade em cada nó, sendo eles as translações nas direções x , y e z . O elemento possui propriedades de plasticidade, hiperelasticidade, além de capacidade de representar grandes deformações e grandes deflexões [ANSYS Inc.].

É possível neste elemento incluir propriedades ortotrópicas ou anisotrópicas dos materiais. As direções dos materiais ortotrópicos e anisotrópicos correspondem às direções das coordenadas dos elementos [ANSYS Inc.].

A saída de soluções associadas com o elemento é mostrada de forma que os deslocamentos nodais estejam incluídos na solução nodal geral [ANSYS Inc.].

Como já discutido, o ANSYS Workbench já seleciona automaticamente o elemento padrão para a análise. Para encontrar qual foi o elemento utilizado é necessário ler os dados da análise no módulo *mechanical* do software, que no caso, apresentou o solid187.

2.4. ANÁLISE DINÂMICA VIA ELEMENTOS FINITOS

Tanto em uma análise dinâmica quanto na estática, parte-se do estudo de modelos com graus de liberdade (variáveis necessária para descrever o comportamento do modelo completamente) para determinar certas características do sistema. Mas, diferentemente da estática que considera cargas e cálculos independentes do tempo, na dinâmica, cargas e análises são feitas no domínio do tempo podendo também ser transformado ao domínio da frequência. Na dinâmica determinam-se propriedades dos sistemas em estudo como frequências naturais de vibração e seus respectivos modos de vibração.

Em casos de estruturas reais como a deste trabalho, existem infinitos graus de liberdade envolvidos tornado assim, inviável o estudo analítico do sistema. Mas por meio da discretização de elementos ligados por nós e um número finito de graus de liberdade é possível aproximar o comportamento de uma estrutura como a da suspensão. Estes sistemas são chamados de sistemas de múltiplos graus de liberdade [Lima 2013].

Diferentemente do modelo seguido pela formulação estática do MEF, na análise dinâmica, em um sistema com n graus de liberdade, há o acréscimo de matrizes de massa ou inércia M , matrizes de amortecimento C e há também a presença das já conhecidas matrizes de rigidez K dos elementos vistas na estática. Estas matrizes são associadas com valores de acelerações, velocidades e deslocamentos respectivamente, permitindo assim o equacionamento de equilíbrio dinâmico do sistema. A equação 6 mostra a forma matricial básica que rege a dinâmica [Lima 2013].

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{P}(t) \quad (6)$$

Onde, $\ddot{\mathbf{u}}(t)$, $\dot{\mathbf{u}}(t)$, $\mathbf{u}(t)$ são os vetores de aceleração, velocidade e deslocamentos de tamanho n respectivamente e $\mathbf{P}(t)$ é o vetor de cargas dinâmicas. As matrizes M , C e K possuem dimensões $n \times n$.

2.4.1. Análise Modal

Para efeito elucidativo e a fim de determinar os modos de vibração reduz-se o problema da equação 6 em um sistema de vibração livre não amortecido, descrito pela equação 7.

$$\mathbf{M}\ddot{u}(t) + \mathbf{K}u(t) = 0 \quad (7)$$

A equação 8 mostra o tipo de solução para a equação 7.

$$u(t) = A\cos(\omega t) + B\sin(\omega t) \quad (8)$$

Onde, A e B são constantes determinadas a partir das condições iniciais do problema e representam a amplitude do movimento harmônico. Substituindo a solução encontrada na equação 8 na equação 7 chega-se a um problema de autovalor e autovetor, mostrado na equação 9.

$$(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})\phi = 0 \quad (9)$$

As frequências naturais ω_i deste sistema são determinadas por meio da obtenção das raízes do sistema (autovalores). Já os respectivos modos de vibração ϕ_i para cada frequência estão associados aos autovetores correspondentes a cada autovalor [Lima 2013].

Os modos de vibração têm propriedades especiais que são úteis em análises dinâmicas de estruturas, que são chamadas as relações de ortogonalidade. É possível provar que os modos de vibração são ortogonais em relação às matrizes de rigidez e de massa. Para solução usando da propriedade da ortogonalidade assume-se o comportamento da estrutura como linear.

2.4.2. Superposição Modal

Pode-se utilizar o método de superposição modal para a obtenção da resposta dinâmica de um sistema com n graus de liberdade. Este método considera que o movimento da estrutura pode ser descrito por meio de uma combinação linear dos modos de vibração do sistema.

2.4.2.1. Solução Modal

A equação 10 determina o deslocamento total em qualquer nó da estrutura por meio da combinação linear dos autovetores normalizados ϕ_n e do vetor de amplitudes modais $Y_n(t)$ [Lima 2013].

$$x(t) = \phi_1 Y_1(t) + \phi_2 Y_2(t) + \dots + \phi_n Y_n(t) \quad (10)$$

Substituindo a equação 10 na equação de movimento 7 e fazendo algumas manipulações matemáticas, determina-se a equação 11. Assim, o sistema de n equações acopladas, com n incógnitas, descrito na equação de equilíbrio dinâmico com amortecimento pode ser desacoplado em n equações de uma incógnita, dependendo da matriz de amortecimento.

$$\ddot{Y}_t(t) + 2\xi_n \omega_n \dot{Y}_n(t) + \omega_n^2 Y_n(t) = \frac{P_n(t)}{M_n} \quad (11)$$

Onde, $\ddot{Y}_t(t)$, $\dot{Y}_n(t)$ e $Y_n(t)$ são as acelerações, velocidades e deslocamentos modais respectivamente. ω_n é a frequência natural circular para o n -ésimo modo de vibração e ξ_n é a razão de amortecimento. M_n é a massa modal e $P_n(t)$ é a força modal para o n -ésimo modo.

2.4.3. Integração Numérica

A integração numérica procura satisfazer o sistema de equações 6 em um intervalo de tempo Δt considerado, onde, basicamente o processo deve garantir o equilíbrio em pontos discretos ao longo do intervalo total de solução. A variação dos deslocamentos, velocidades e acelerações assumidas dentro do intervalo determina a precisão, estabilidade e custo do procedimento de solução.

Quando o caso apresenta equações não lineares com amortecimento viscoso, ou sistemas de equações de movimento, lineares ou não, com o amortecimento proporcional ou amortecimento não proporcional, os métodos de integração numérica são os mais gerais [Soriano 2014].

Este método de integração numérica pode ser explícito ou implícito. A solução do primeiro se refere a cada instante e é obtida com a condição de equilíbrio do instante anterior e, portanto, a resolução em determinado instante não requer valores do mesmo instante. Nos métodos implícitos, a condição de equilíbrio em cada instante fornece a solução referente ao mesmo instante e, portanto, a resolução requer um ou mais valores referentes a esse instante. Entre os primeiros, destaca-se o método por *diferença finita central* e, entre os últimos, sobressaem-se o

método de Newmark *de aceleração constante* e o método de Wilson θ [Soriano 2014].

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. ESTADO DA ARTE

O tema de dinâmica veicular com enfoque na suspensão já é bastante difundido na literatura. Logo, a elaboração desse estudo possui uma ampla base teórica.

Textos como os de Gillespie (1992), Jazar (2008) e Nicolazzi (2008) abordam os efeitos da dinâmica em um veículo de maneira aprofundada. Sendo assim, constituem bibliografia para a realização desse trabalho.

Pesquisas na área de veículos de alto desempenho foram realizadas por diversos autores, destacando-se Milliken (1995), que fornece conteúdos específicos que auxiliam as equipes competidoras da Fórmula SAE.

O trabalho de Smith (1978) provê fonte bibliográfica na área de preparação de veículos de competição. Ele enfoca veículos do tipo fórmula em abordagens gerais e específicas das áreas envolvendo a dinâmica veicular.

De acordo com Gillespie (1992), a dinâmica veicular parte da relação de contato da roda ao solo e as forças e momentos desenvolvidos neste contato. Ele afirma que a dinâmica veicular em seu sentido mais amplo engloba todas as formas de transporte, assim como navios, aviões e locomotivas.

Ainda segundo o mesmo autor, a performance de um carro pode ser analisada no estudo de como e porquê as forças e movimentos envolvidos na aceleração, frenagem e esterçamento são originados. Neste quesito a suspensão é sistema primordial, pois sua função também é reagir as forças produzidas no contato do pneu ao solo, assim como os fatores de performance do veículo.

Jazar (2008), conclui que dentre as suspensões do tipo independente, as que mais se destacam e são estudadas com mais rigor são as McPherson e a duplo A, sendo este último tipo objeto de estudo do presente trabalho.

Conforme Milliken (1995), o objetivo principal numa competição automobilística é conseguir a melhor configuração do veículo, com a melhor interpretação possível dos regulamentos para que o carro percorra o trajeto no mínimo tempo possível. Quando se analisa um veículo em uma competição é possível observar que a velocidade nunca é constante. Assim, é possível realizar análises dinâmicas adequadas no veículo. Ainda segundo este mesmo autor, é

possível alterar toda a dinâmica do veículo para que o mesmo ganhe em desempenho na pista com alterações de posição do centro de gravidade (CG), distribuição de cargas, assim como cambêr, cáster, mergulho e arfagem.

A partir de uma revisão da literatura sobre o tema em estudo são feitas a seguir considerações sobre cada um dos trabalhos pesquisados.

A competição da fórmula SAE provê grande fonte de estudos em áreas da dinâmica veicular, como sistema de suspensão. Hetawal e Giridhar (2014), propuseram um estudo de uma suspensão de um veículo de fórmula SAE para obter pontos de fixação otimizados, através do software Shark Lotus. Além disso, um estudo estrutural foi feito com o auxílio do software Ansys, visando a redução de peso da massa não suspensa do veículo com o estudo da manga de eixo fabricada em aço AISI 1020 e alumínio 2011 T3. Os resultados obtidos no software Lotus mostraram melhoras nos valores de variações de efeitos da dinâmica veicular como câmber e *toe*. Já com a análise realizada através do pacote computacional Ansys, simulando condições de frenagem e esterçamento, efetuou-se a escolha da manga de eixo fabricada em alumínio por resistir a estas condições e apresentar uma massa 65% menor que a manga de eixo fabricada em aço.

Thacker (2014) realizou uma pesquisa bibliográfica sobre estudos realizados na área de simulações via elementos finitos em suspensões do tipo duplo A, mais especificamente em seu braço inferior. Através desta revisão, foi possível realizar conclusões a respeito dos materiais de fabricação como compósitos e aço, onde o primeiro material apresenta maiores deformações que o segundo. Efeitos da dinâmica também foram analisados como o ganho de câmber e sua importância, sendo também mostrado que softwares de análises multicorpos como o Lotus geram benefícios nas análises de dinâmica de veículos.

A suspensão do tipo duplo A é também utilizada em outros diversos tipos de veículos. Neste âmbito, o trabalho de Vivekanandan (2014) mostra uma análise deste tipo de suspensão aplicada a um veículo ATV (*All Terrain Vehicle*), ou seja, um veículo que seja viável para todo tipo de terreno. A suspensão foi projetada levando em conta fatores da dinâmica veicular e posteriormente analisada no software Lotus, onde resultados como variação de câmber e de ângulo de rolagem foram obtidos para validar o projeto. Posteriormente, o sistema foi desenhado em 3D em software CAD para análise estrutural via elementos finitos, utilizando o Ansys. O material dos braços de suspensão foi escolhido por meio do conceito de Pugh, um método que

utiliza uma tabela de pontos positivos e negativos para escolha do material. A partir deste método, o aço AISI 1040 foi escolhido por apresentar uma melhor pontuação neste critério. Utilizando um fator de segurança de 1.2, a tensão máxima admissível do material foi calculada e comparada com os valores obtidos na análise dos braços através do software Ansys. A mola foi também simulada com o auxílio do Ansys obtendo deformações e tensões máximas.

Ainda na área de veículos de competição, Anand (2014) realizou um trabalho conciliando uma análise respectiva à dinâmica veicular por meio de análise multicorpos no software Lotus e uma análise estática do sistema de suspensão no software Ansys. Assim como outros autores discutiram, o braço inferior de uma suspensão do tipo duplo A está sujeita a mais esforços e, portanto deve-se ter maior atenção no projeto. O trabalho propôs uma análise de fatores diversos, tais como posição do centro de rolagem, efeitos *anti dive*, *anti squat* e ângulos de cáster e câmber. As análises foram realizadas através do pacote computacional Lotus. Com cálculos auxiliares de cargas no sistema de suspensão em frenagens e curvas, condições de contorno foram definidas para a análise de tensões e deformações dos braços inferiores dianteiros e traseiros. Por fim, foi feita uma análise do conjunto completo para tensões e deformações do sistema.

Klava (2003), elaborou um trabalho elucidando etapas de análise e otimização estrutural de uma manga de eixo, propondo ainda um modelo numérico para definição de condições de contorno. O trabalho de análise foi facilitado pela divisão do componente em regiões funcionais, sendo também o benefício transferido para processo de otimização da manga de eixo. Através de análises estruturais, constatou que o componente inicial estava subdimensionado para condições de frenagem, sendo ele então otimizado para atingir um coeficiente de segurança de 1.0 em fadiga para vida infinita do componente.

3.2. HISTÓRICO

3.2.1. A Competição

A competição da Fórmula SAE foi criada em 1981 no estado do Texas, nos Estados Unidos, com o propósito de suprir a carência de engenheiros no mercado de carros de alto desempenho. No Brasil, a competição existe desde o ano de 2004 e posteriormente à criação da categoria a combustão, foi criada a categoria de

carros totalmente elétricos, sendo este último, criado para fim de análise no estudo [1].

Devido a diversas restrições de projeto exigidas no regulamento da competição, as equipes são obrigadas a estudar a fundo conceitos da indústria automobilística, assim como desenvolve suas capacidades de projeto, análise e liderança [1].

A competição da Fórmula SAE no Brasil é realizada durante três dias, onde provas estáticas, dinâmicas e avaliação do desempenho de cada projeto na pista são realizados. São avaliadas também apresentações técnicas da equipe onde são incluídos relatórios de projeto, custos e marketing. Todos os relatórios são avaliados por engenheiros especialistas e cada um deles atribui uma nota de desempenho. Também são feitas apresentações de viabilidade econômica para diretores da indústria automobilística [1].

As provas dinâmicas da competição são compostas pelas seguintes provas:

- **Aceleração:** prova onde o veículo percorre 75 m em aceleração plena onde velocidade média deve estar acima de 4,6 km/h.
- **Skid Pad:** O objetivo da prova é avaliar o desempenho do veículo em curva de superfície plana e raio constante. O carro deverá percorrer uma trajetória de dois círculos de 15,25 m de diâmetro em uma faixa de 3 m de largura. A pontuação baseia-se na performance do veículo quanto à aceleração lateral. A Figura 9 mostra o traçado desta prova.
- **Autocross:** a prova destina-se a avaliação da dirigibilidade e conforto do veículo, combinando performance em aceleração, frenagem, direção e suspensão em um único evento. A velocidade média é entre 40 e 48 km/h em percurso de aproximadamente 805 m que inclui trecho retilíneo, curva de raio constante e variado, slalom e circuito misto. A pontuação é obtida em função do tempo decorrido no percurso [6].
- **Enduro:** Competição de duração maior realizado em um percurso travado por muitas curvas. Seu objetivo é avaliar o desempenho geral do veículo e sua durabilidade. O tempo de volta deve ficar em no máximo 145% do melhor tempo [7].

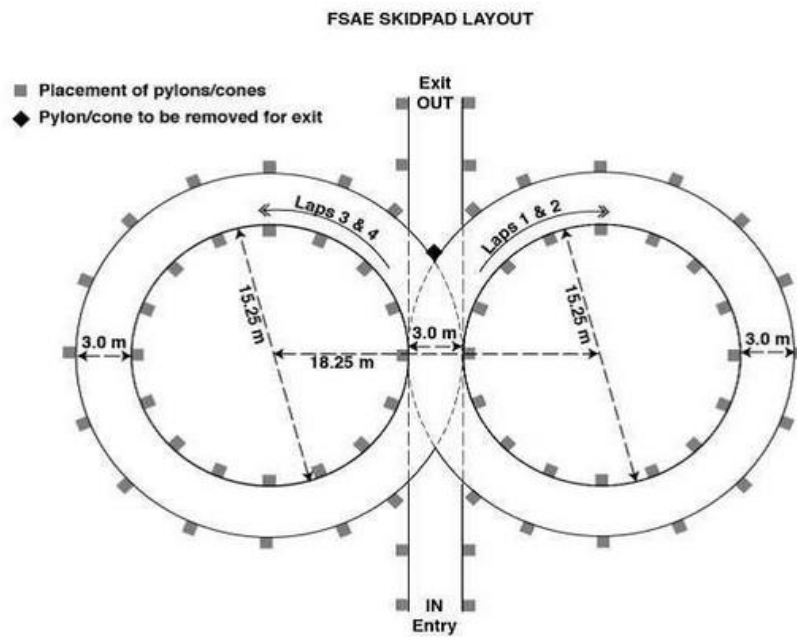


Figura 9. Prova *Skid Pad*. Fonte: SAE.

3.2.2. O Histórico da Suspensão

Com a evolução do automóvel no decorrer das décadas, estudos na parte de engenharia e materiais, o automóvel passou a desenvolver grandes velocidades e as antigas molas não serviam como forma de absorver as saliências da pista de rolagem [2]. O conforto do veículo foi incrementado com a adição do sistema de amortecimento na suspensão, com a finalidade de dissipar a energia obtida com o movimento da suspensão.

Surgiu assim uma nova área de projeto em, o sistema de suspensão, que possui função de propiciar conforto e estabilidade aos ocupantes do veículo. Da mesma forma surgiram estudos para priorizar o desempenho do veículo, tema abordado no presente trabalho.

3.3. SUSPENSÃO

A definição de uma suspensão automotiva é representada em diversos conceitos, dentre eles, é possível destacar:

- A suspensão é o que conecta as rodas e pneus ao corpo do veículo, permitindo movimento relativo [Jazar 2008].

- A suspensão no automóvel é construída por vários componentes que integram um sistema muito eficiente que proporciona conforto, estabilidade e segurança na condução do automóvel [2].
- A suspensão de um veículo é o sistema que absorve os impactos e irregularidades do solo, além de atuar na aderência do veículo ao chão [3].
- O sistema de suspensão absorve as tensões, forças e impactos gerados por buracos e demais avarias das pistas de rodagem, minimizando a transmissão de vibrações excessivas para os passageiros do veículo [4].

Em veículos de alto desempenho, assim como os propostos pela competição anual da Fórmula SAE, o projeto de suspensão se concentra no quesito desempenho, pois essa característica é almejada de forma acintosa em relação aos demais fatores, como, por exemplo, o conforto humano.

O projeto de uma suspensão para um veículo Fórmula SAE começa pela escolha do tipo a ser utilizado. É necessário verificar diversos fatores, entre eles o tipo de chassi, o espaço necessário para a instalação da suspensão, tipo de processo de fabricação, facilidade na obtenção dos materiais, e principalmente, selecionar o tipo de suspensão adequado para a finalidade correta, que no caso, é uma competição.

Existem diversos tipos de suspensão, assim como a de eixo rígido, McPherson, braço arrastado, *multi link*, duplo A. Dentre essas, a que mais se destaca para o propósito do projeto desse estudo é a do tipo duplo A, como mostrado na figura 10. A conexão e fixação dos terminais da suspensão duplo A fica a cargo da manga de eixo e suportes do chassi do veículo, assim gerando uma restrição de 5 graus de liberdade dos 6 possíveis. Neste tipo de suspensão, os pontos de fixação no chassi interferem em muitos efeitos dinâmicos no veículo, assim como taxa de câmbio, efeitos *anti dive*, *anti squat* e centros de rolagem lateral. O ângulo de ataque de cada braço de suspensão também influi em efeitos dinâmicos como o centro de rolagem longitudinal.



Figura 10. Suspensão do tipo duplo A. Fonte: <http://forums.vwvortex.com/showthread.php?5591903-Random-Question-of-the-Day-Cheapest-Car-With-Double-Wishbones>

A partir do tipo de solução escolhida, é necessário realizar outras escolhas primordiais no projeto, como o local de acomodação das molas e dos amortecedores, se estes componentes serão ligados diretamente a algum dos braços da suspensão ou ficará fixa apenas no chassi com algum link transmissor de esforço. A opção adotada foi a do tipo *push rod*, onde um link é conectado ao braço inferior da suspensão e sua outra extremidade leva os esforços sofridos no pneu até um *rocker arm*, peça necessária para transmitir os esforços para os amortecedores, molas e barra anti rolagem. Uma desvantagem desse tipo é a elevação do centro de massa do veículo, mas ele também apresenta vantagens como facilidade na instalação, disponibilidade de espaço útil e facilidade nos ajustes necessários, como visto na figura 11.

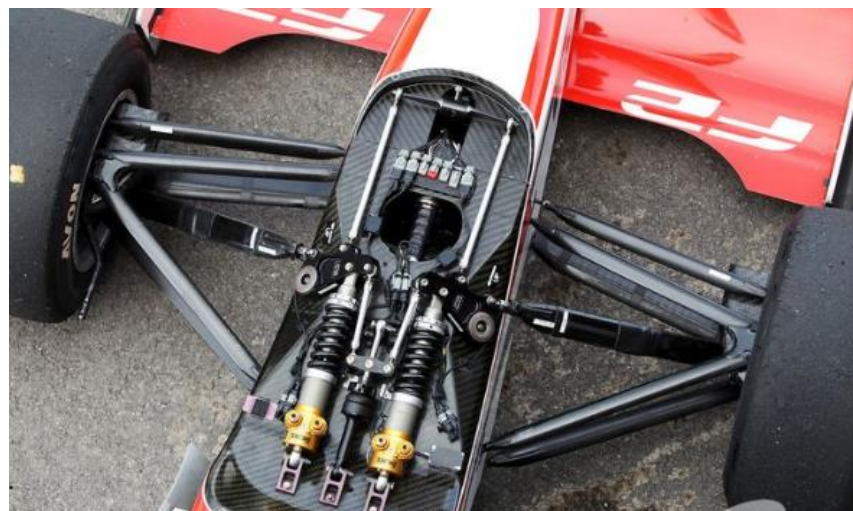


Figura 11. Sistema de suspensão com *push rod*. Fonte: motorsport.com

3.3.1. Suspensão Dependente

A suspensão dependente é caracterizada por transmitir o movimento de uma roda a outra, por haver uma conexão direta entre as rodas através de um eixo. Seu uso é geralmente aplicado em veículos de carga e transporte de passageiros. A Figura 12 mostra o comportamento de um sistema de suspensão dependente.

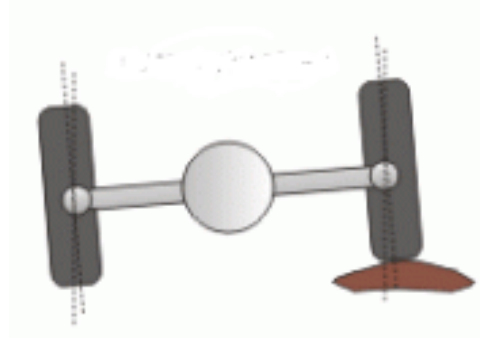


Figura 12. Suspensão independente. Fonte: <http://www.carrodegaragem.com/suspensao-independente-como-funciona/>

A seguir são apresentados alguns tipos de suspensão dependente mais utilizados.

3.3.1.1. Feixe de Molas

Este tipo de suspensão dependente, conhecido também por sistema *Hotchkiss*, é o mais comum, encontrado nos veículos. É composta por um eixo rígido suportado por feixes de molas que são montados longitudinalmente e se conectam ao chassi do veículo em suas extremidades. O eixo do veículo se localiza no ponto central dos feixes de mola [Gillespie 1992].

Sua construção e implementação provavelmente são umas das mais simples e baratas para um veículo. Possui também vantagem em sua função estrutural, pois é mais resistente a esforços, sendo amplamente utilizada em eixos traseiros de veículos de carga.

Até a década de 1960, este tipo era também usado em carros de passageiros, mas caiu em desuso nesta área devido a fricção inerente das molas e sua perda de estabilidade lateral consequência da sua maior extensão, proporcionada por uma constante de mola mais baixa [Gillespie 1992].

Sua representação, descrição de componentes e algumas características são mostradas na figura 13.

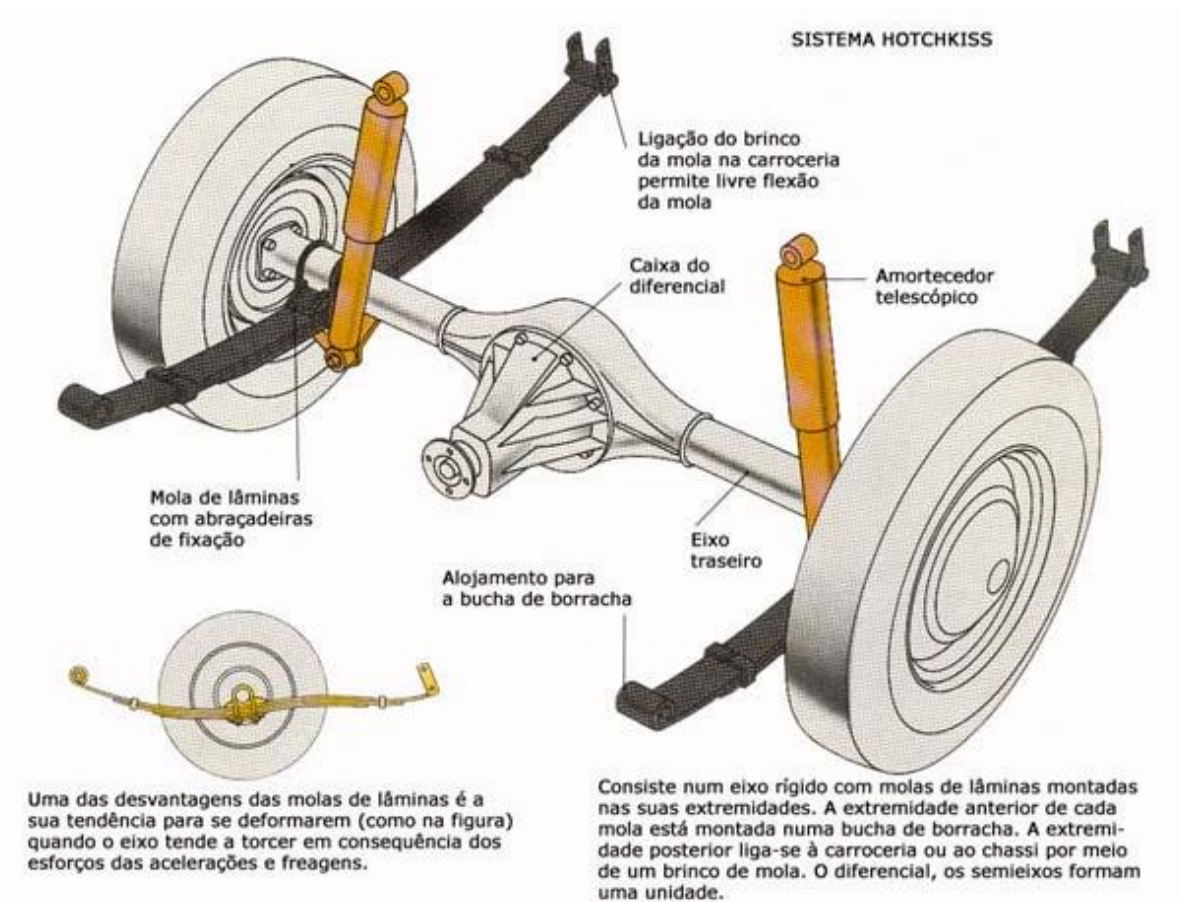


Figura 13. Suspensão Dependente *Hotchkiss*: componentes e descrição. Fonte: <http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/biblia.asp?status=visualizar&cod=125>

3.3.1.2. De Dion

A suspensão De Dion pode ser considerada como um tipo de suspensão intermediária entre uma de eixo rígido e uma do tipo independente, sendo composta por um tubo que cruza as duas rodas trativas com um diferencial clássico e semi eixos. Assim como a suspensão de eixo rígido, o tipo de Dion mantém as rodas na vertical, enquanto a massa não suspensa é reduzida, pois o diferencial é removido do eixo. Dentre suas vantagens, está falta de necessidade de espaço livre para o diferencial. Uma desvantagem está na necessidade de utilização de eixos estriados ou um tubo de deslizamento, pois pode gerar atrito no sistema [Gillespie 1992]. A Figura 14 mostra este tipo de suspensão e suas características.

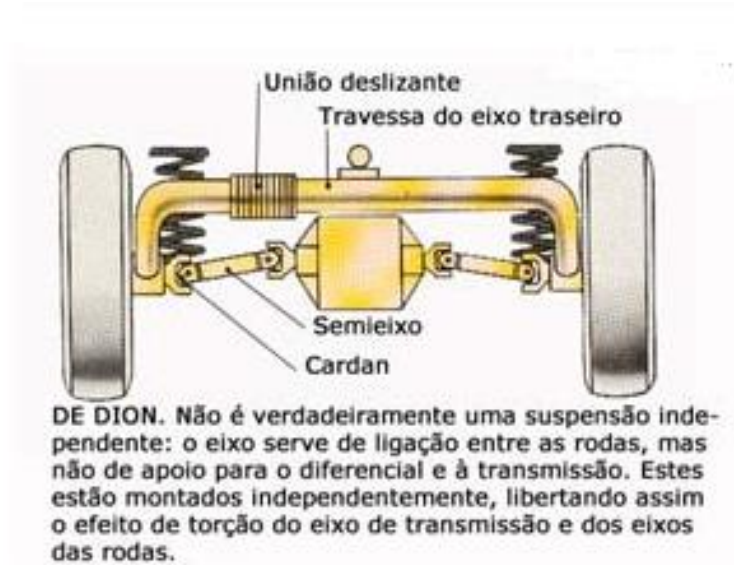


Figura 14. Suspensão dependente de Dion: componentes e características. Fonte: <http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/biblia.asp?status=visualizar&cod=125>

3.3.2. Suspensão Independente

Na suspensão do tipo independente, o movimento vertical de cada roda é permitido sem que o mesmo interfira no movimento da outra. Praticamente todo carro de passeio e de competição utilizam esse tipo de suspensão, estando presente em veículos leves de carga e recentemente, também em carretas e ônibus. Sua escolha se deve ao espaço provido ao motor, sua resistência às vibrações provocadas pelo esterçamento e também por uma rigidez a rolagem maior que a rigidez vertical da mola [Gillespie 1992]. A Figura 15 mostra este tipo de suspensão.



Figura 15. Suspensão independente. Fonte: <http://www.carrodegaragem.com/suspensao-independente-como-funciona/>

3.3.2.1. MacPherson

A suspensão MacPherson é um dos tipos mais utilizados nos atuais veículos de passeio de médio e pequeno porte de tração dianteira. O amortecedor é do tipo hidráulico telescópico e é fixado em sua parte superior ao chassi do veículo. O amortecedor gera carga axial no sentido contrário ao da velocidade de oscilação da roda e ainda suporta cargas laterais e longitudinais [Freitas Jr. 2006].

A extremidade inferior do amortecedor é fixada diretamente na manga de eixo. O espaço provido por este tipo de suspensão à motores transversais se torna uma vantagem para veículos de tração traseira. Porém este tipo de suspensão requer uma altura maior do chassi para fixação do amortecedor [Gillespie 1992].

A Figura 16 mostra a suspensão do tipo MacPherson.

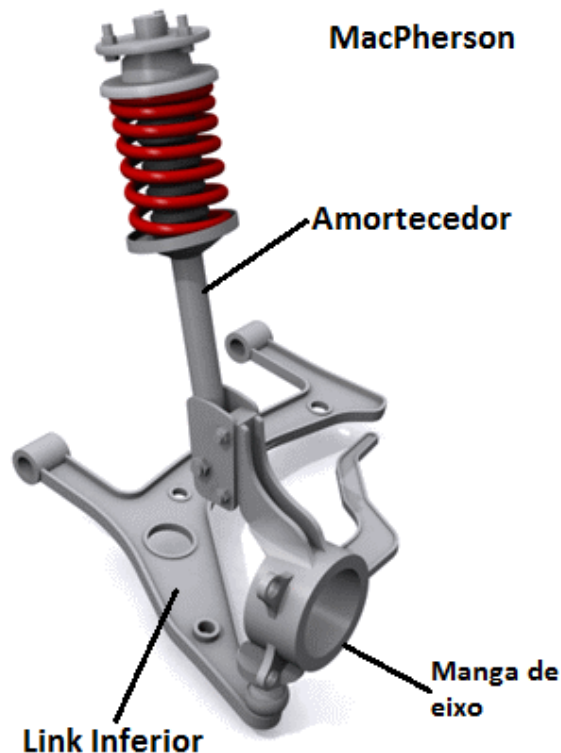


Figura 16. Suspensão tipo MacPherson. Fonte: Adaptado de <http://www.toymods.org.au/forums/threads/7348-Your-suspension-amp-you>

3.3.2.2. Braço Arrastado

Considerado por possuir um design simples e economicamente viável, a suspensão braço arrastado foi utilizada pioneiramente por carros Volkswagen e Porsche na II Guerra mundial. O sistema é composto por dois braços paralelos e de tamanhos iguais que se conectam na barra de torção, permitindo assim apenas o movimento vertical as rodas. Neste tipo de suspensão, as rodas se mantêm

paralelas à estrutura do veículo assim como o câmber com a rolagem do chassi [Gillespie 1992].

Este tipo de suspensão é comumente utilizado em eixos dianteiros e traseiros, mas no caso do eixo traseiro a suspensão possui apenas um braço ao invés de dois paralelos como no usado na dianteira. A Figura 17 mostra o sistema de braço arrastado usado na suspensão dianteira com a indicação de seus componentes principais. Já a Figura 18 mostra o mesmo sistema utilizado em suspensões traseiras.

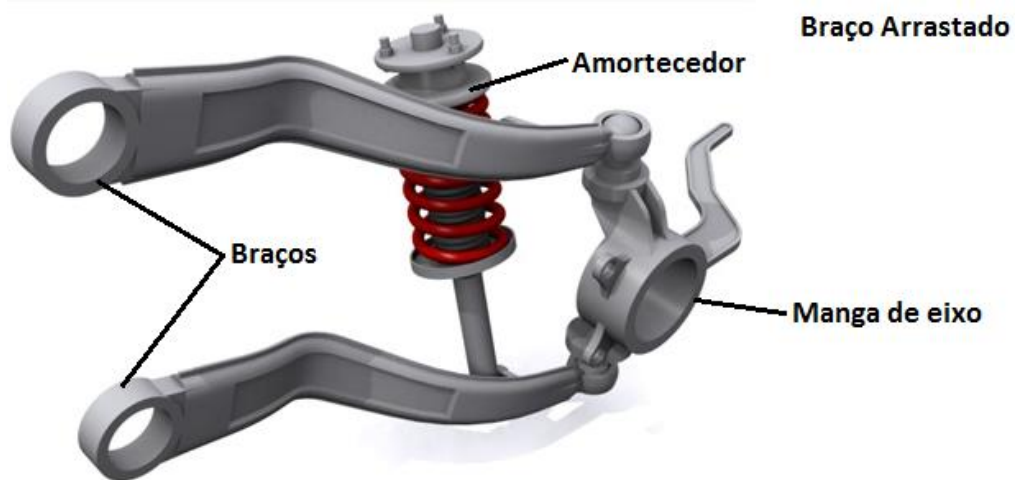


Figura 17. Suspensão tipo braço arrastado dianteira. Fonte: Adaptado de <http://www.toymods.org.au/forums/threads/7348-Your-suspension-amp-you>



Figura 18. Suspensão tipo braço arrastado traseira. Fonte: www.khulsey.com

3.3.2.3. Multi Link

A suspensão Multi Link é derivada da suspensão duplo A. São necessários quatro links ou braços para o controle da suspensão, mas há veículos que utilizam cinco para obter um maior controle dos ângulos de esterçamento [Gillespie 1992].

Este tipo de suspensão tem fixações complexas, pois com o movimento da manga de eixo a geometria da suspensão se altera, assim como a posição dos braços. Este sistema é mostrado na figura 19.

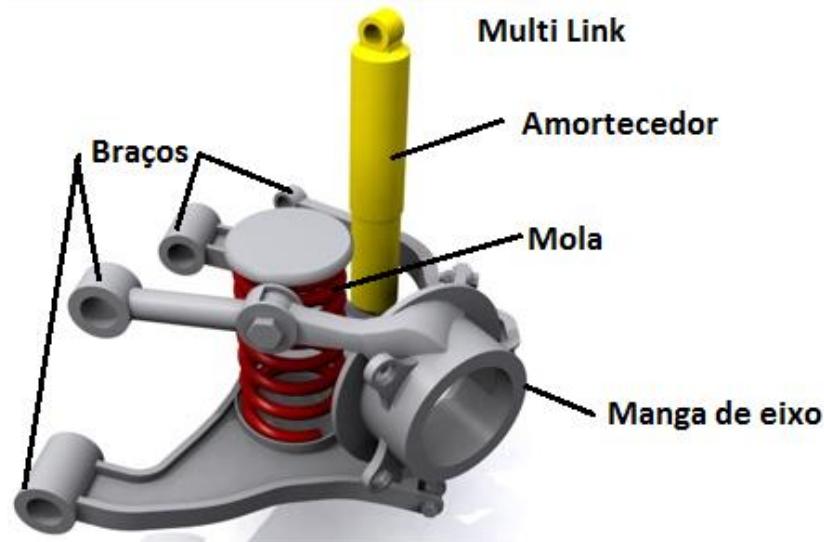


Figura 19. Suspensão tipo Multi Link. Fonte: Adaptado de <http://www.toymods.org.au/forums/threads/7348-Your-suspension-amp-you>

3.3.2.4. Suspensão Duplo A

A suspensão duplo A possui vantagens para uso em veículos de competição como os da fórmula SAE, sendo algumas destas razões mostradas nos parágrafos abaixo. Por ser objeto de estudo do presente trabalho, aprofundar-se-á melhor sobre este sistema e seus componentes.

Esse tipo de suspensão recebe este nome por seus braços se assemelharem a dois A ou V ligados aos pontos de ancoragem no chassi e também a manga de eixo. A fixação dos braços na manga de eixo e no chassi limitam os movimentos deste tipo de suspensão apenas ao eixo vertical.

Comparando-se com outros tipos de suspensão comuns em veículos de passeio assim como a McPherson, a Duplo A tem melhor desempenho no controle da geometria da suspensão de acordo com o curso vertical da roda e rolagem do chassi em curvas, aceleração e frenagem [5].

Por ter boas características de controle e ser de fácil fabricação, a suspensão duplo A é utilizada na maioria dos carros de competição. A Figura 20 mostra os componentes desse tipo de suspensão e em seguida é apresentada uma descrição de cada item presente.

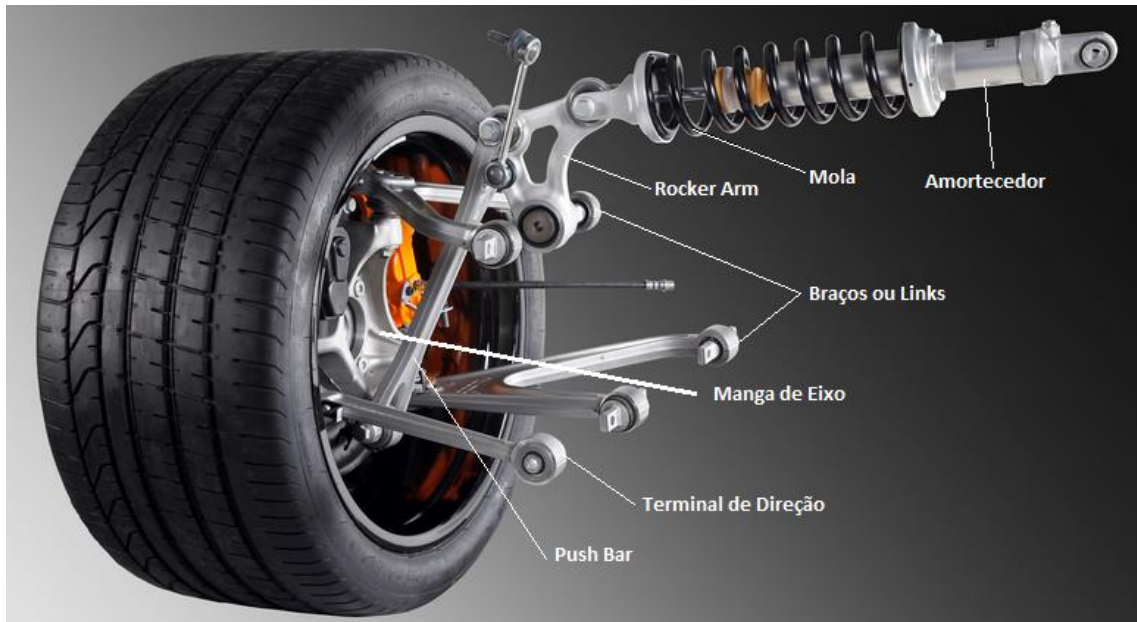


Figura 20. Sistema de suspensão duplo A. Fonte: Adaptado de <http://www.ozgemini.com/forums/tech/viewtopic.php?p=245911>

Mola: Tem função estrutural no veículo, sendo responsável por receber cargas provenientes do movimento vertical da roda. Existem diversos tipos de molas, sendo o do tipo helicoidal escolhido no presente trabalho.

O motivo para escolha deste tipo de mola é a sua facilidade de obtenção com diferentes propriedades mecânicas. A equação 12 descreve o comportamento da mola através de fatores como deslocamento (x), carga aplicada (F) e constante da mola (k), seguindo assim a lei de Hooke.

$$F = k * x \quad (12)$$

A fabricação de uma mola é realizada enrolando-se um arame na forma helicoidal, sendo que a mola helicoidal possui histerese desprezível, sendo o amortecimento realizado pelo amortecedor [Freitas Jr. 2006].

A mola do tipo helicoidal é amplamente utilizada por sua facilidade de fabricação, acomodação junto ao amortecedor e suas funções de conforto. A Figura 21 mostra molas helicoidais.



Figura 21. Molas Helicoidais. Fonte: <http://www.blackz.com.br/produto/kit-mola-esportiva-blackz-palio-palio-weekend/25753>

Amortecedor: Existem dois tipos de amortecedor, os de atrito seco com elementos sólidos e os hidráulicos com elementos fluidos [Dixon 1999]. Este último é objeto de estudo neste trabalho, sendo mais especificamente o do tipo hidráulico telescópico não progressivo (amortecimento linear).

O amortecedor em estudo é geralmente o mais utilizado e tem como característica funcional específica, a presença de significativas forças radiais (normais ao seu eixo axial). As forças radiais são bem maiores do que as incidentes em amortecedores utilizados em outros tipos de suspensão [Freitas Jr. 2006].

No caso do tipo de suspensão e tipo de mola escolhido, o amortecedor é ligado junto ao chassi e ao *rocker arm* tendo como função dissipar a energia absorvida pelas molas. A Figura 22 mostra alguns dos principais componentes presentes num amortecedor telescópico.

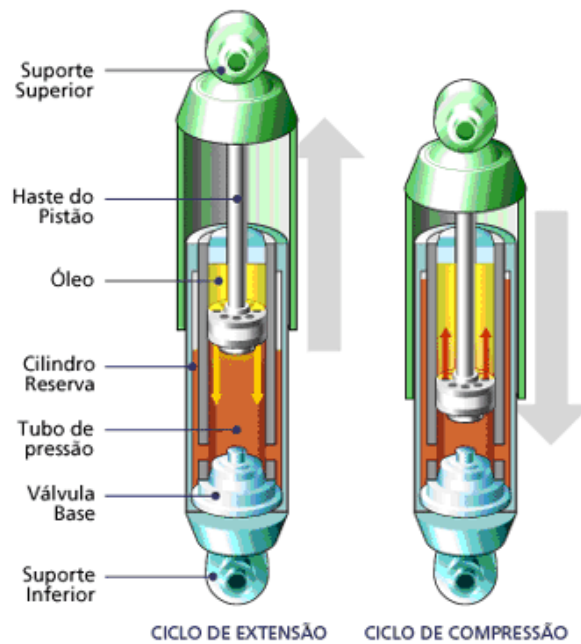


Figura 22. Amortecedor Hidráulico. Fonte: <http://www.amortecnew.com.br/PRemanufatura.aspx>

A propriedade de maior importância em um projeto de um amortecedor deste tipo é a sua constante de amortecimento (c). Com esta constante é possível determinar o quanto sua estrutura irá vibrar até sua estabilização. O período de tempo em que isto ocorre varia de acordo com a função da suspensão (estabilidade, conforto, etc.). A equação 13 descreve o comportamento deste sistema.

$$F = c * x' \quad (13)$$

Onde: F é a força aplicada ao sistema e x' é a velocidade do mesmo.

Rocker Arm: É uma peça mecânica com função intermediária entre o *push rod*, amortecedor e barras anti rolagem. Este link transmite os esforços provenientes da roda aos demais sistemas citados acima. Seu uso é frequente em veículos de alto desempenho para que a transmissão de esforços seja menor. A Figura 23 mostra esta peça.



Figura 23. Sistema com *rocker arm* em detalhe. Fonte: <http://www.atomictoyshop.com/A-Arms3.htm>

Terminal de Direção: Sistema responsável por transmitir os movimentos solicitados no volante do veículo. Logo, permite a movimentação desejada à manga de eixo e conseqüentemente ao conjunto pneu-roda. Terminais rotulares são geralmente utilizados para conectar a barra de direção a manga de eixo. A Figura 24 mostra este tipo de conector, que é amplamente utilizado no sistema de suspensão.



Figura 24. Barra de direção com terminal rotular. Fonte: <http://the10castnetwallpaper.blogspot.com.br/2012/10/rod-ends.html>

Push Rod: O sistema *push rod* é composto por uma barra conectada ao braço de suspensão inferior numa extremidade e na outra é ligada ao *rocker arm*. Esta barra trabalha sobre compressão levando todo o deslocamento e esforços vindos da roda aos amortecedores, molas e barras anti-rolagem.

Suas vantagens em relação ao sistema *pull rod* que trabalha sobre tração são a sua facilidade de construção no chassi e o fácil acesso para ajustes em todo o sistema. Por ser uma barra sujeita a compressão, deve ser mais robusta do que a sujeita à tração.

Os sistemas *pull rod* e *push rod* estão representados na figura 25.

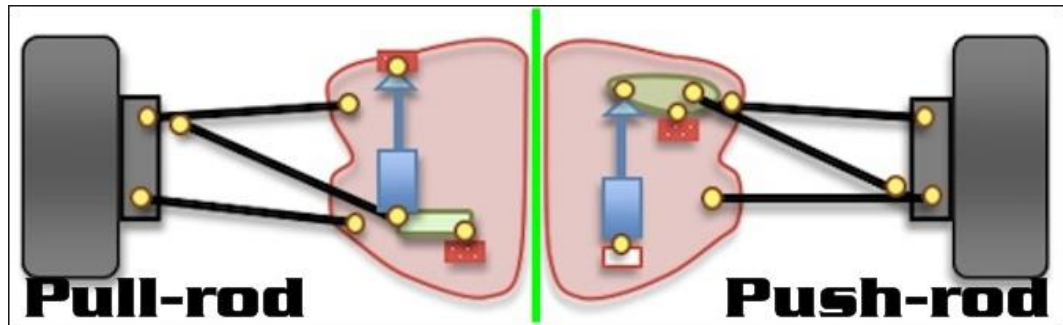


Figura 25. Sistema com *Pull/Push rod*. Fonte: <https://www.formulastudent.de/fsg/pr/news/details/article/pats-seven-deadly-sins-of-fs-design/>

Manga de Eixo: A manga de eixo é uma peça responsável por ligar os braços de suspensão, cubos de roda, rolamentos, *push* ou *pull rod*, semieixo, pinças de freio e terminais de direção proporcionando assim ancoragem para todos os itens citados e responsável também por grandes partes dos esforços sofridos com os movimentos da roda e também responsável por determinar a direção seguida da roda no eixo dianteiro do carro. A Figura 26 mostra um exemplo de manga de eixo fabricada para a Fórmula SAE.



Figura 26. Manga de Eixo de um Fórmula SAE. Fonte: <https://www.formulastudent.de/fsg/pr/news/details/article/pats-seven-deadly-sins-of-fs-design/>

3.4. CENTRO DE GRAVIDADE (CG)

O centro de gravidade (CG) é o ponto onde pode ser considerada a aplicação da força da gravidade. Se as dimensões do corpo forem pequenas, em comparação ao tamanho da Terra, é possível demonstrar que o centro de gravidade praticamente coincide com o centro de massa. Sendo um parâmetro de grande importância para

análise e ganho de desempenho em pista de um veículo. A posição do CG interfere na dinâmica veicular, relaciona-se com as forças atuantes no veículo e influi em efeitos importantes como, por exemplo, a transferência de cargas.

A posição horizontal do CG possui influencia na quantidade de carga em cada roda do veículo, como pode ser visto nas reações provindas das equações da estática. O CG é também de fundamental importância, pois nele agem as forças peso e de inércia. Para sua determinação experimental é utilizada a medição de pesos em cada roda por meio de balanças e assim é feita uma distribuição da carga para a determinação do ponto [Nicolazzi 2008].

O CG influi no fenômeno de transferência de carga longitudinal, sendo sua altura diretamente proporcional à quantidade de carga transferida longitudinalmente, ou seja, quanto maior a altura do CG, maior será a carga e posterior força de frenagem na dianteira. Para que a frenagem dianteira e os esforços resultantes da transferência de carga não sejam excessivos é necessário que o CG seja deslocado um pouco para a parte traseira do veículo, além da diminuição de sua altura ao mínimo possível [Milliken 1995].

Segundo Milliken (1995), a diminuição da altura do CG é benéfica em qualquer tipo de frenagem, por exemplo, quando há frenagem em uma curva, onde ocorre transferência lateral e longitudinal de carga, sobrecarregando assim um dos conjuntos de suspensão dianteiros, além dos freios do mesmo. Ainda segundo o mesmo autor a posição do CG altera fatores como o desempenho em aceleração e a aderência dos pneus em cada eixo do veículo.

3.5. GEOMETRIA DA SUSPENSÃO

Quando se trata sobre cinemática ou geometria da suspensão, fala-se de como a massa não suspensa se conecta com a massa suspensa do veículo, assim como dita o caminho dos movimentos relativos e também as forças transmitidas entre estas conexões [Milliken 1995].

3.5.1. Graus de Liberdade e Movimento da suspensão

A função de todo o sistema de suspensão está ligada a manter o contato do pneu ao solo, para que isto ocorra é necessário que exista apenas um grau de liberdade no conjunto, sendo o movimento descrito para cima e para baixo. Na suspensão dianteira ainda há o movimento transmitido pela direção as rodas.

3.5.2. Centro Instantâneo (CI)

O centro instantâneo (CI) se define como algo que muda com a posição dos braços da suspensão, sendo ele adquirido prolongando-se linhas dos braços até que elas se interceptem na vista frontal do veículo. O centro instantâneo frontal influi em certos fatores como na taxa de variação do câmbor e centro de rolagem. Já na vista lateral é obtido por meio do prolongamento de linhas vindas dos pontos de ancoragem dos braços no chassi. Nesta vista influi em efeitos como na taxa de variação do cáster e também as geometrias *anti-dive* e *anti-squat*.

3.5.3. Centro de Rolagem (CR)

O centro de rolagem (CR) é obtido por meio do prolongamento de uma linha do centro instantâneo ao centro do contato pneu-solo, sendo esta relação válida para ambos os planos trabalhados. O CR define o ponto das forças de acoplamento entre as massas suspensas e não suspensas do veículo e sua representação é observada na figura 27.

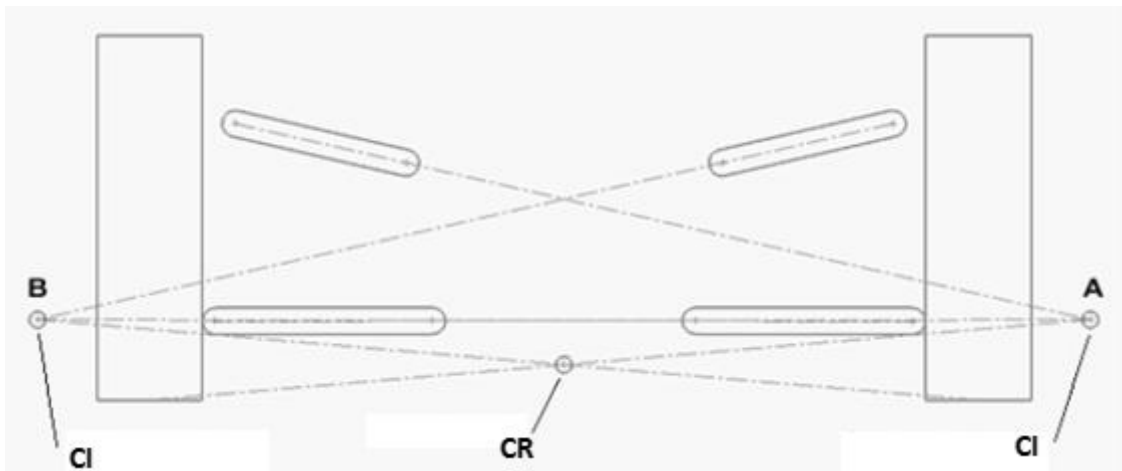


Figura 27. O CR e CI. Fonte: <http://www.onedirt.com/tech-stories/suspension/finding-your-center-finding-your-front-and-rear-roll-center/>

A altura do CR nos eixos dianteiros e traseiros influi no momento de rolagem de cada um deles. Reduzir a altura de algum CR vai levar a perda de capacidade de resistência ao momento de rolagem no eixo trabalhado. Caso o veículo possua CR muito baixos, a quantidade de rolagem no veículo é aumentada [Milliken 1995].

A tabela 1 mostra os efeitos provenientes da altura do CR em cada eixo do veículo.

Tabela 1. Efeitos da Altura do CR.

Altura do CR	Eixo	
	Dianteiro	Traseiro
Baixo	Melhor em pistas lisas.	Usado em situações de tração baixa.
	Melhor em pistas com maior aderência.	Aumenta a tração.
	Melhor em curvas de alta.	Diminui o desgaste de pneu.
Alto	Melhor em pistas com mudanças rápidas de direção.	Melhor em pistas com mudanças rápidas de direção.
	O carro fica mais responsivo.	Usado em pistas de alta aderência.

Fonte: Adaptado de http://www.thecartech.com/subjects/auto_eng2/Roll_Center.htm Acesso em: Agosto de 2015.

3.5.4. Front View Side Arm e Side View Side Arm

O *Front View Swing Arm* (FVSA) é medido em unidade de comprimento. Sua obtenção é feita medindo-se a distância do CI frontal do veículo ao centro de contato do pneu do mesmo [Milliken 1995].

O *Side View Swing Arm* (SVSA) é igualmente um parâmetro medido em unidade de comprimento e é definido pela distância do CI lateral ao centro de contato do pneu do veículo [Milliken 1995].

3.5.5. Câamber

O câamber também conhecido como cambagem é definido como a inclinação da roda em relação ao eixo vertical nas vistas frontais ou traseiras. Esta inclinação define o contato do pneu com o solo, sendo de maior importância, em curvas.

Uma inclinação positiva mostra o contato do pneu entrando no veículo, enquanto uma cambagem negativa mostra o contato pneu-solo saindo do veículo. A Figura 28 a mostra a definição de cambagem positiva e negativa.

CAMBER

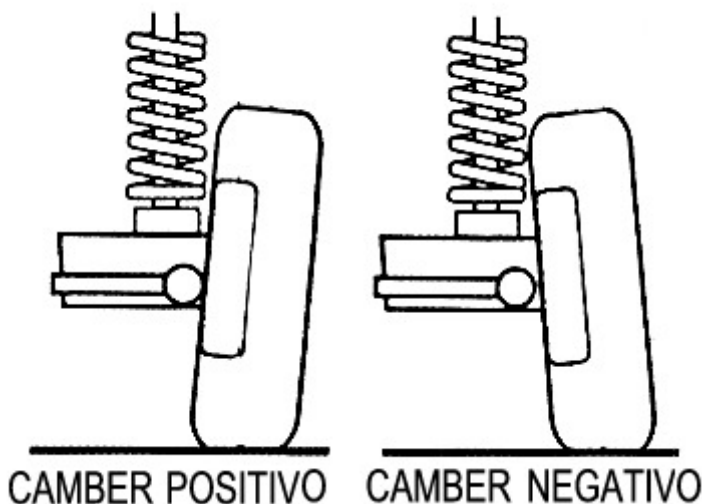


Figura 28. Definição de Câmbier. Fonte: <http://www.off-road.com/trucks-4x4/4x4-answerman-offroad-truck-suv-qa-53370.html>

A força de esterçamento desenvolvida nos pneus é altamente dependente do seu ângulo em relação a superfície de contato, portanto, o câmbier tem grande influência no comportamento no veículo [Jazar 2008].

Na curva o câmbier tende a ficar positivo, para corrigir isto é comum configurar um câmbier para ser um pouco negativo, sendo assim, a força de esterçamento tende a aumentar e melhorar o desempenho do veículo em curvas [Smith 1978].

Substituindo os braços da suspensão por um link único que começa em seus terminais e prolongando-o até o CI, a quantidade variação de câmbier obtido de *ride travel* por polegadas é determinado como a taxa de variação de câmbier. A equação 14 mostra que esta taxa é função apenas do comprimento FVSA [Milliken 1995].

$$\text{Taxa de Variação de Camber} = \tan^{-1}\left(\frac{1}{fsva}\right) \quad (14)$$

3.5.6. Cáster

É o ângulo formado pelo pino mestre ou pelos terminais de cada braço de suspensão, sendo considerado positivo quando inclinado para a parte traseira do carro e negativo quando inclinado para a frente do mesmo.

Quanto maior o ângulo de ataque de cáster, maior será o esforço necessário para virar a direção. A representação do cáster é mostrada na figura 29.

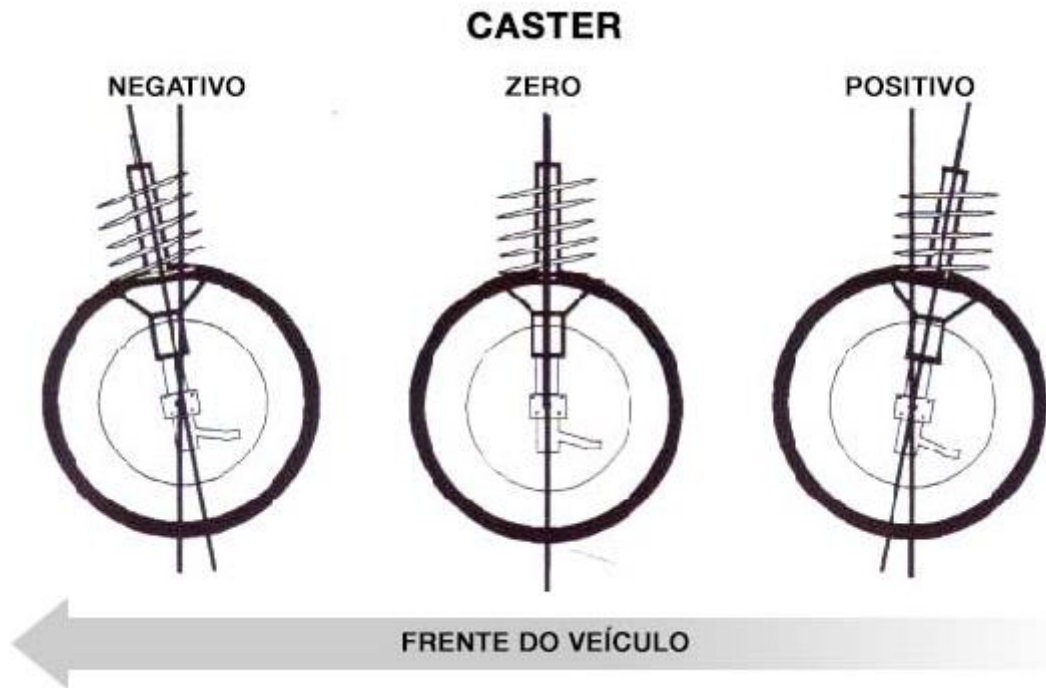


Figura 29. Definição de Cáster. Fonte: <http://ingopneus.com.br/blog/angulo-de-caster-suspensao/>

3.5.7. Convergência

A convergência também conhecida como ângulo de *Toe*, é o ângulo formado pelos pneus em relação a linha central do veículo. Na convergência positiva, o ângulo se encontra na frente do eixo dianteiro do veículo. Já na convergência negativa ou divergência, o ângulo se encontra na traseira do eixo dianteiro do veículo. A Figura 30 mostra os efeitos citados acima.

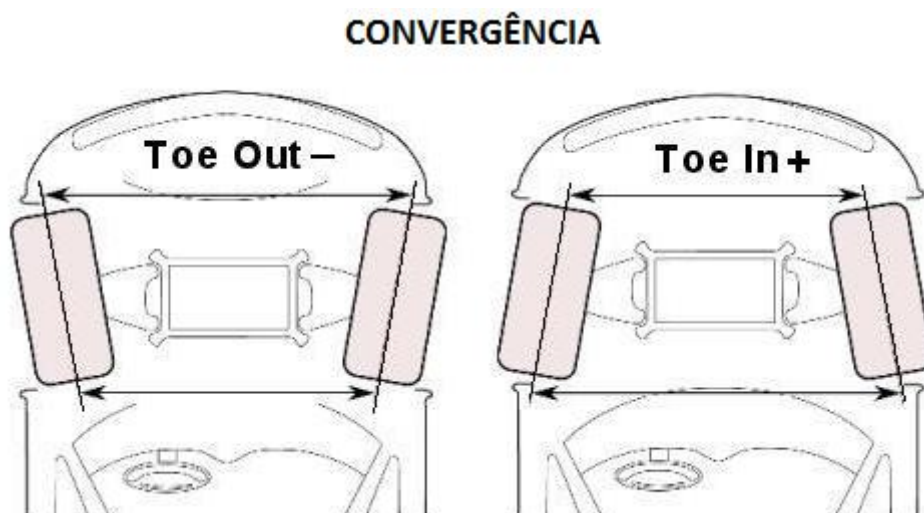


Figura 30. Convergência. Fonte: Adaptado de <http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2012/07/geometria-de-suspensao-convergenciadivergencia/>.

3.5.8. Entre eixo e Bitola

O entre eixos ou *wheelbase* é a distância entre os eixos traseiros e dianteiros do veículo no plano longitudinal, já a bitola ou *track* é a distância em cada eixo de um centro de roda ao outro presente no mesmo eixo. Estes fatores influem em diversos efeitos dinâmicos no carro.

No geral, um entre eixo maior acarreta em uma maior estabilidade em retas e uma transferência de carga menor, já um entre eixo menor leva a uma transferência de peso maior e faz com que a dirigibilidade do veículo em curvas seja melhorada. As vantagens de uma bitola larga são uma transferência de carga lateral menor e um espaço maior para os braços de suspensão, mas sua principal desvantagem é o arrasto aerodinâmico criado por uma área maior [Smith 1978]. A Figura 31 mostra estas definições.

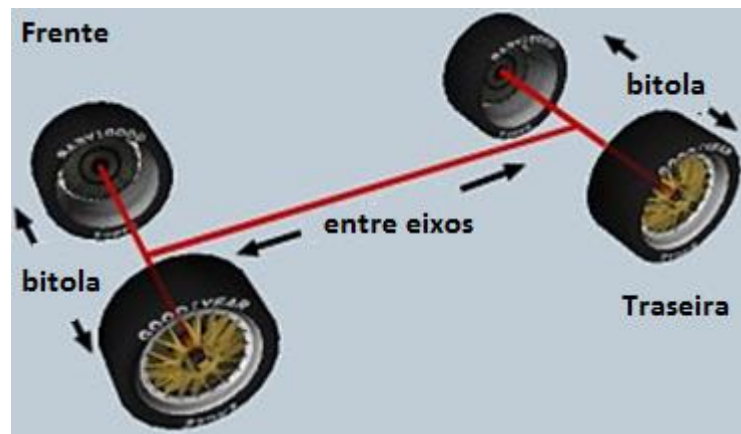


Figura 31. Entre eixos e Bitola. Fonte: http://www.themodsquad.info/downloads/tutorials/NH_physics_index.html.

3.5.9. Efeitos Anti

O efeito “anti” na suspensão é um termo que descreve a força de acoplamento entre as massas suspensas e não suspensas. É função apenas do ângulo ou declive da SVSA. Com os efeitos anti numa suspensão, é possível variar a quantidade de carga que se aplica as molas e o comportamento de mergulho e arfagem do veículo.

Se uma suspensão é 100% anti, toda a transferência de carga longitudinal é suportada pelos braços de suspensão e nada chega à mola. Quando o efeito é 0%, toda a transferência de carga longitudinal é suportada pelas molas e nada chega aos braços. Esta última situação ocorre caso os ângulos formados entre o centro de contato do pneu e o CI forem 0. Este ângulo pode ser observado na figura 32.

A geometria *Anti-Dive* em suspensões dianteiras diminui o *bump* (efeito quando o amortecedor conectado a suspensão trabalha sob compressão gerada pelo percurso) causado por frenagens frontais. Já a geometria *Anti-Squat* reduz o *bump* durante uma aceleração frontal, diminuindo assim a arfagem do veículo, só se aplicando em veículos de tração traseira. A Figura 32 mostra os ângulos necessários para o cálculo dos efeitos *Anti-Dive* e *Anti-Squat* presentes nas equações 15 e 16 respectivamente.

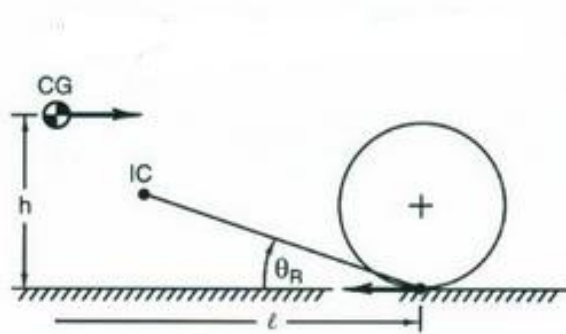


Figura 32. Fatores para cálculo dos efeitos anti. Fonte: Milliken, 1995.

$$\text{Anti - Dive Dianteiro} = \frac{\tan\theta_F}{h/l * (\% \text{ front braking})} * 100 \quad (15)$$

$$\text{Anti - Squat} = \frac{\tan\theta_F}{h/l} * 100 \quad (16)$$

Onde, θ_F é o mesmo ângulo mostrado na figura 10 para o eixo dianteiro, θ_R para o eixo traseiro, h é a altura do CG, l é a distância entre eixos e $\% \text{ front braking}$ é a porcentagem da distribuição de frenagem na frente do veículo.

3.6. TRANSFERÊNCIA DE CARGA

3.6.1. Transferência Longitudinal

Quando o veículo está sob a influência de uma aceleração positiva, a_x (medida em ft./s^2) ou sob uma frenagem ou aceleração negativa, $-a_x$ (medida em ft./s^2), uma força inercial similar a força centrífuga é desenvolvida. Esta força é denominada por WA_X , onde A_X é a_x expresso em unidades "g" (referentes a força da gravidade, $A_X = a_x/32.2$). [Milliken 1995]

A Figura 33 mostra a situação de aceleração longitudinal descrita acima, onde b e a são as distâncias longitudinais dos eixos traseiro e dianteiro ao cg respectivamente e l é a distância entre eixos:

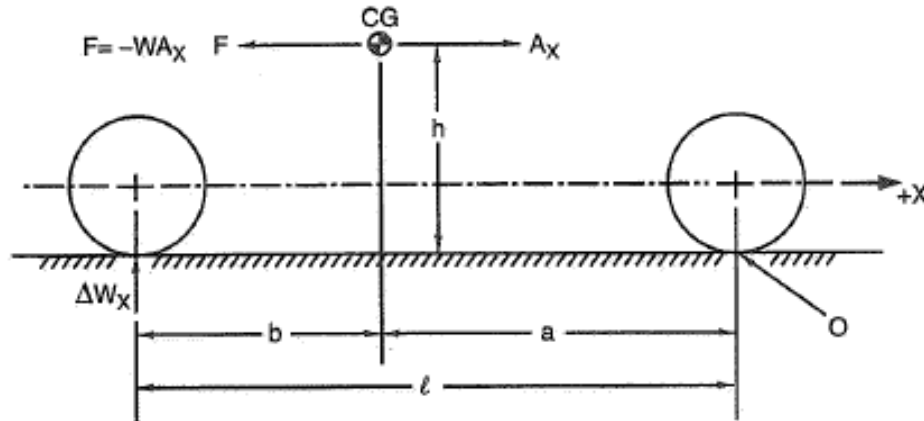


Figura 33. Transferência Longitudinal de Carga. Fonte: Milliken, 1995.

Assim como na transferência lateral, determinamos os momentos em O e chegamos às equações 17 e 18:

$$\Delta W_x l = h W A_x \quad (17)$$

$$\Delta W_x = \frac{h}{l} W A_x \quad (18)$$

Em algumas suspensões há uma mudança significativa na altura do chassi do veículo com as transferências longitudinais, que trabalham o curso da suspensão e levam a estrutura do chassi mais próxima ao solo, por isso, é necessário certificar que o CG esteja posicionado corretamente do ponto de vista dinâmico.

3.6.2. Transferência Lateral

Quando um veículo está em fazendo uma curva, surge uma força inercial chamada de força centrífuga que é gerada em sentido oposto as acelerações laterais desenvolvidas no contato pneu-solo. Se um veículo pudesse ser simplificado a apenas um eixo sofrendo um esterçamento para a direita seu resultado seria a Figura 34. As forças de esterçamento geradas nos pneus, $S_L + S_R$, resultam na aceleração lateral a_y (medido em ft./s^2) ou A_Y (medido em "g", $A_Y = a_y/32.2$). A força centrífuga gerada é denominada por $W A_Y$. A bitola é denominada por t , a altura do

cg h e a carga em cada roda W_L e W_R para os conjuntos da esquerda e direita respectivamente. [Milliken 1995]

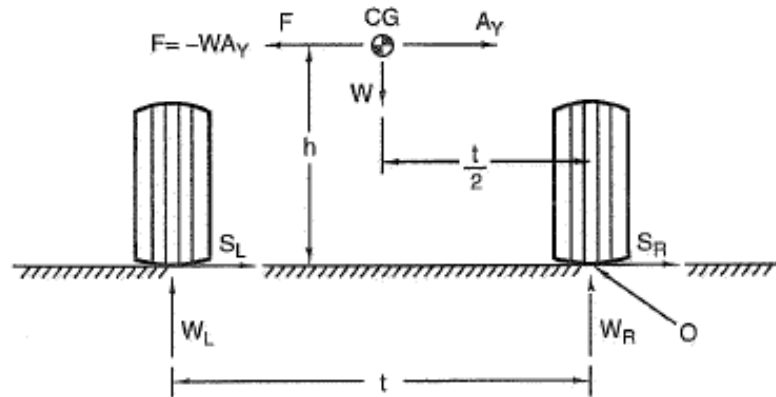


Figura 34. Transferência Lateral de Carga. Fonte: Milliken, 1995.

Calculando os momentos em torno do ponto O, localizado no pneu direito, define-se as equações 19 e 20:

$$W_L t = W \frac{t}{2} + W A_Y h \quad (19)$$

Ou

$$W_L = \frac{W}{2} + \frac{W A_Y h}{t} \quad (20)$$

Assumindo que o peso inicial da parte esquerda de um veículo simétrico é $W/2$, a transferência de carga devido ao esterçamento é $W_L - W/2$, representada na equação 21:

$$\Delta W = W_L - \frac{W}{2} = \frac{W A_Y h}{t} \quad (21)$$

Então ΔW é o acréscimo de carga na parte esquerda e decréscimo na parte direita do veículo.

Este cálculo também pode ser expresso na forma de uma fração do peso total do veículo, representado por LLT como mostra a equação 22:

$$LLT = \frac{A_Y h}{t} \quad (22)$$

3.7. ELEMENTOS FINITOS EM FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS

A análise por elementos finitos é caracterizada pela discretização da estrutura em elementos menores de forma contínua, mantendo assim as mesmas propriedades do material [Lotti 2006].

Por meio de sua aplicação é possível analisar tensões, deslocamentos, vida em fadiga, entre outros comportamentos estruturais. Com esta ferramenta computacional é possível analisar diversos tipos de estruturas de forma mais eficiente e rápida.

Inicialmente o MEF aplicado à ferramentas computacionais foi criado para tratar de sólidos, mas atualmente é utilizado também em áreas como mecânica dos fluidos, magnetismo, transferência de calor, etc. [Azevêdo 2015].

3.7.1. Ansys

O *software Ansys* é uma ferramenta para a aplicação do MEF, sendo este utilizado no presente trabalho. A modelagem do conjunto de suspensão levando em conta fatores dinâmicos e sua análise estrutural no *Ansys* são temas do estudo em questão.

A escolha da utilização do MEF como ferramenta computacional se deve a natureza complexa das peças constituídas por diferentes materiais, o que inviabiliza uma solução analítica [Azevêdo 2015].

O *software* possui três etapas de processamento. Pré-processamento, Solução e Pós-processamento. Cada uma delas são etapas necessárias para o estudo da estrutura. A Figura 35 mostra a sequência de ações a serem tomadas para a análise da estrutura.

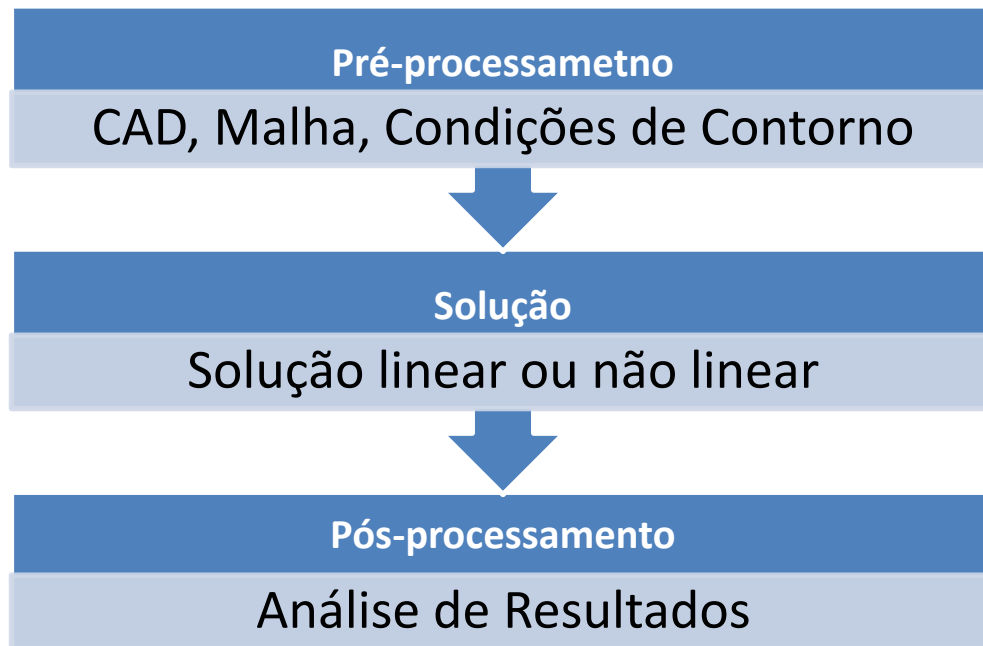


Figura 35. Sequência de análises no Ansys.

3.7.1.1. Pré-processamento

No presente trabalho inicialmente é realizado o desenho em 3D da estrutura em programa computacional de desenho (CAD), no presente trabalho utiliza-se o Catia V5. Existem certos softwares que possuem uma melhor portabilidade com o Ansys, exportando para ele informações como o tipo de material utilizado. O Catia V5 não possui este tipo de recurso, mas mesmo assim não compromete o estudo em questão.

Após a exportação da geometria do software CAD para o Ansys é necessário gerar uma malha na mesma, onde a peça, originalmente contínua, é subdividida em pequenos elementos ligados por nós, sendo este processo chamado de discretização [Azevêdo 2015]. O processo de discretização e refinamento de uma malha são mostrados na figura 36.

Nesta fase também são definidas as condições de contorno, assim como apoios, carregamentos, condições de contato, deslocamentos prévios, materiais e também são incluídas as análises que serão realizadas posteriormente no pós-processamento.

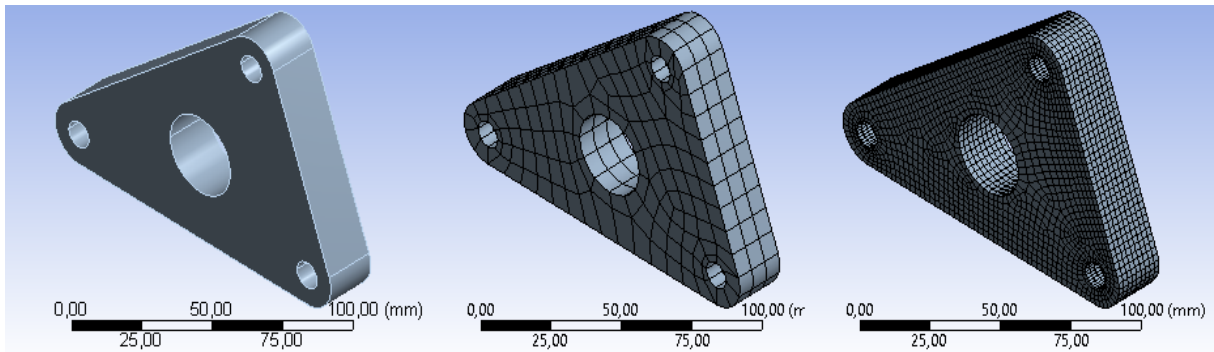


Figura 36. Exemplo de refinamento de malha.

3.7.1.2. Solução

Nesta fase, é escolhido o tipo de solução, por exemplo, linear ou não linear, estática ou dinâmica, etc. Faz-se isto a fim de obter uma solução que descreva o comportamento da estrutura. Qualquer inconsistência ou engano cometido no pré-processamento pode acarretar em soluções incorretas nesta fase, comprometendo assim a fase posterior.

3.7.1.3. Pós-processamento

Nesta etapa da análise são extraídos diversos tipos de resultados, tais como: Tensões, coeficientes de segurança, convergência, vida em fadiga, frequências modais, etc. Nesta fase entra o trabalho de verificação da eficiência da estrutura em estudo, por meio dela é possível ter ideia se a estrutura está bem dimensionada ou se precisa de ajustes.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. CONSIDERAÇÕES DE PROJETO

Por questões de regulamento da categoria de Fórmula SAE elétrico, os seguintes requisitos devem ser cumpridos.

- *Ride Height* do veículo de no mínimo 65 mm;
- Os pneus são os únicos elementos que devem estar em contato com o solo;
- A distância entre eixos do veículo deve ser de no mínimo 1525 mm;
- A diferença entre os tamanhos dos eixos não deve ultrapassar 25%;
- As rodas devem ter 8 polegadas de diâmetro no mínimo;
- O curso da suspensão deve ser de no mínimo duas polegadas, sendo uma polegada em *bump* e uma polegada em *rebound*;
- O ponto de fixação da suspensão no chassi deve estar visível;
- O sistema de direção deve estar conectado ao menos em 2 rodas;
- O tipo de pneu e seu tamanho são de livre escolha.

4.2. DESCRIÇÃO GEOMÉTRICA

A seguir serão apresentados dados adquiridos previamente com a equipe de fórmula SAE elétrico da Universidade de Brasília para a elaboração do presente estudo. A tabela 2 mostra a distância entre eixos, a altura do CG, a altura do veículo em relação ao solo (*ride height*) e o peso total do veículo com o piloto, sendo estes dados necessários para o projeto e análise da suspensão. A localização do CG do veículo é mostrada na figura 37.

Tabela 2. Dados Iniciais de Projeto.

Entre eixos	1550 mm
Altura CG	320 mm
Altura ao solo	70 mm
Peso Total	295 kg

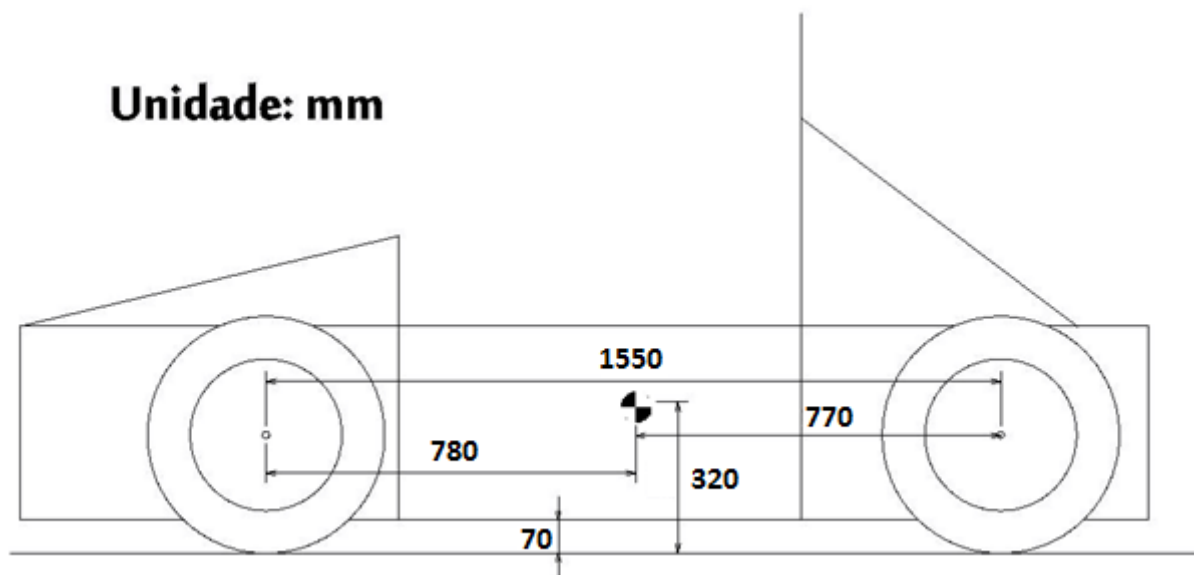


Figura 37. Localização do CG.

Os pneus utilizados no projeto são do tipo *slick* fabricados pela Pirelli e sua descrição é 175/510-13 P Zero, ou seja, possui aproximadamente 500 mm de diâmetro e largura da banda de rodagem de aproximadamente 175 mm. A Figura 38 mostra os pneus utilizados.



Figura 38. Pneu Slick aro 13.

4.3. ANCORAGEM DA SUSPENSÃO

Para a definição dos pontos de ancoragem da suspensão foram analisados alguns fatores, tais como a altura do centro de rolagem lateral e frontal, efeitos *anti dive* e *anti squat*, a distância entre eixos assim como o momento gerado pela distância entre as alturas dos centros de rolagens e do centro de massa do veículo.

A distância entre eixos do veículo foi definida para ser curta, priorizando a agilidade nas curvas, mas dessa forma incrementando a transferência de carga longitudinal. O valor do entre eixos se encontra na tabela 2.

O centro de gravidade do protótipo foi obtido utilizando o software Catia V5 por informações do projeto da equipe de fórmula SAE elétrico da Universidade de Brasília, onde todos os subsistemas do veículo foram modelados e posteriormente acoplados em seus devidos lugares para que o software obtivesse as coordenadas do centro de massa do produto completo.

O ponto de partida para a definição dos pontos de ancoragem dos braços da suspensão foram os ângulos desejados para que as geometrias *anti dive* e *anti squat* ficassem em níveis aceitáveis para que nem o chassi nem o conjunto de amortecedores e molas sofressem grandes esforços. Após a devida escolha dos ângulos formados entre o solo e as linhas que se iniciam no centro de contato pneu-solo, o centro de rolagem já estava definido como sendo a interseção das duas linhas. Na figura 39 os ângulos são mostrados assim como as linhas que o formam, sendo as iniciadas e terminadas no centro de contato do pneu e centro instantâneo, respectivamente representadas na cor verde.

Com isso era necessário apenas definir os centros instantâneos, e a partir deles, iniciar duas linhas que se estendem do CI até o próximo conjunto pneu-rodas e marcar nestas mesmas linhas seus pontos de ancoragem para os braços. Na figura 39 é possível ver que as linhas tracejadas em laranja são as vindas de cada centro instantâneo e os pontos de maior destaque em formato quadrado são os pontos de ancoragem definidos.

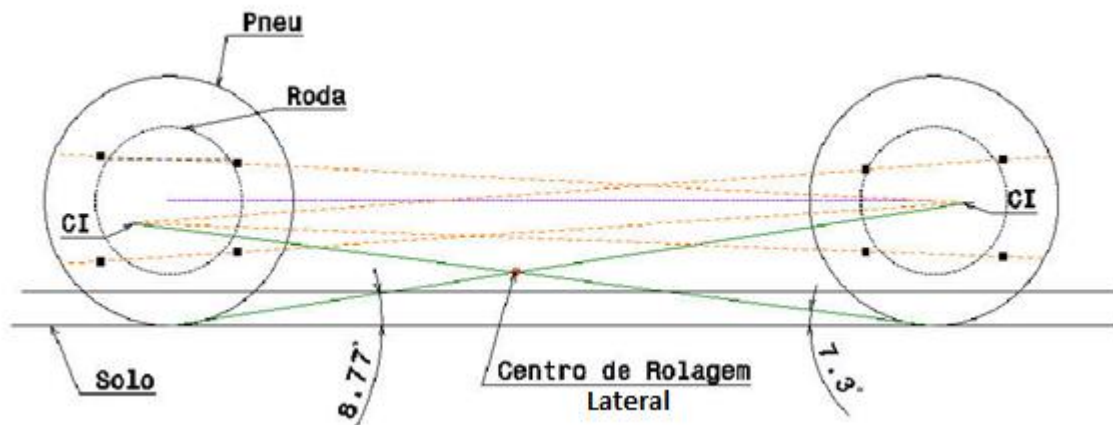


Figura 39. Vista lateral com definição dos pontos de ancoragem da suspensão.

Na figura 40 os pontos de ancoragem estão explicitados com suas respectivas distâncias assim como altura do chassi ao solo e tamanhos de rodas e pneus.

Unidade: cm.

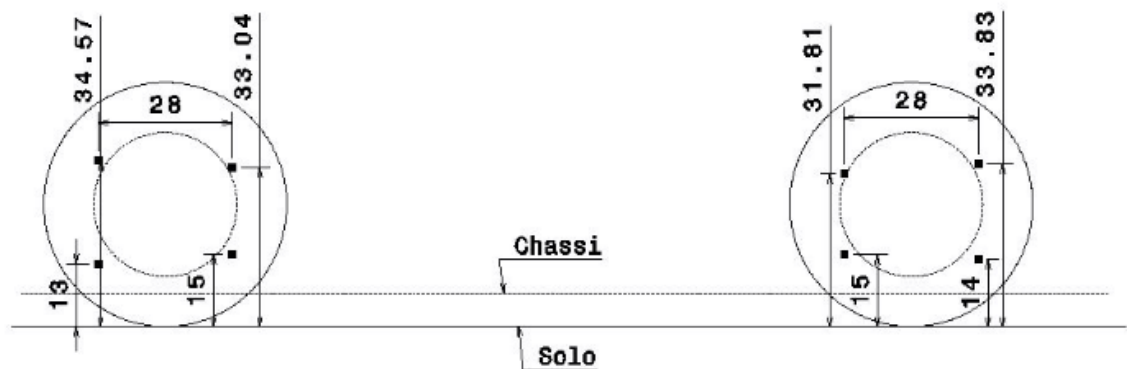


Figura 40. Pontos de Fixação da Suspensão no Chassi.

4.4. PROJETO DO *SIDE VIEW SWING ARM*

Como visto anteriormente, o comprimento do SVSA depende do centro instantâneo lateral do veículo. A partir deste comprimento é possível calcular o efeito *Anti Dive*, seus resultados são mostrados na tabela 3.

4.4.1. Cálculo dos Efeitos “Anti”

Os resultados obtidos pelos efeitos *Anti Dive* e *Anti Squat* devem ficar numa faixa onde chassi e conjunto de suspensão não sofram esforços excessivos. Para isso, foi definido como uma faixa de 40 a 60% em cada um. Seus resultados são explicitados na tabela 3.

Tabela 3. Cálculo dos Efeitos Anti.

θF [deg]	8,77
θR [deg]	7,3
θF [rad]	0,153065
θR [rad]	0,127409
L [mm]	1550
H [mm]	320
%Ff	60,00%
%Ft	40,00%
Anti-Dive	44,83532
Anti-Squad	62,04987

Onde: θF e θR são ângulos provindos da figura 39, L é a distância entre eixos, H é a altura do CG, %Ff e %Ft são as porcentagens de frenagem na frente e na traseira respectivamente.

4.5. ANGULAÇÃO DOS BRAÇOS

Foi definido como sendo a altura dos centros de rolagem dianteiro e traseiro o fator de projeto para os ângulos obtidos pelo prolongamento dos braços com o nível do solo. Um centro de rolagem baixo foi definido como sendo o ponto onde ocorre o acoplamento de forças entre as massas suspensas e não suspensas do veículo. Assim também elevando o momento gerado pelas forças exercidas no centro de massa. [Torres, 2006 *apud* Alexander, 1991]. Os ângulos formados pelos braços também precisavam atender à limitação de espaço da manga de eixo e da roda, não podendo ultrapassar o limite da última.

Na figura 41 encontram-se os centros de rolagem e instantâneos, os tamanhos de cada braço e ângulos dos mesmos na dianteira do veículo. A Figura 42 mostra a parte traseira do veículo. Onde as linhas em azul são os prolongamentos dos braços ao centro instantâneo e as em vermelho são as linhas que definem o centro de rolagem.

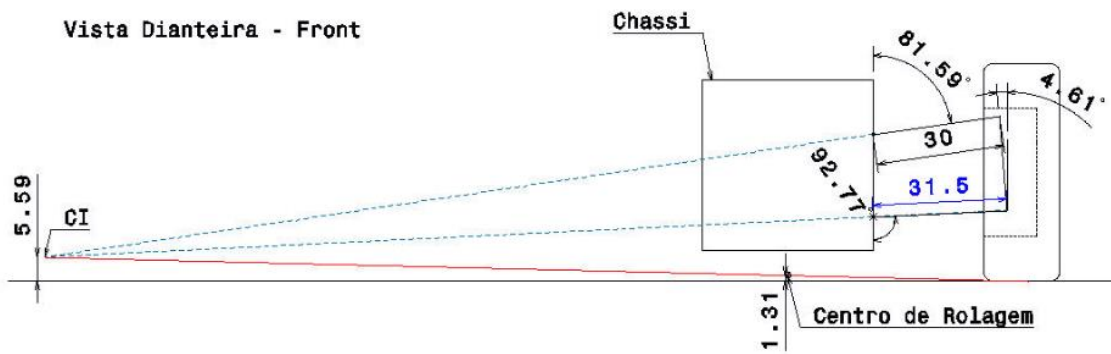


Figura 41. Vista dianteira do veículo com CR e CI.

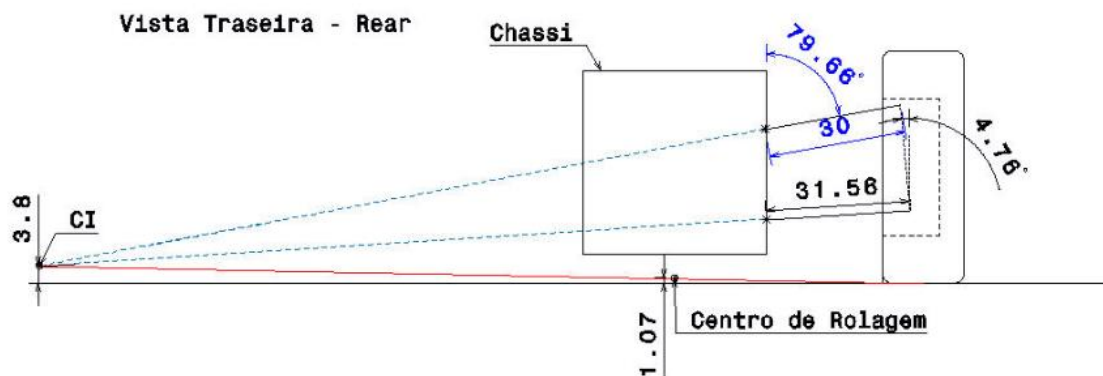


Figura 42. Vista traseira do veículo com CR e CI.

Como se pode ver nas figuras 41 e 42, os centros de rolagem estão acima do solo, mas com alturas em relação ao mesmo bem pequenas, isso implica num maior esforço de rolagem ao veículo, sendo necessário a escolha de molas e amortecedores mais resistentes, assim como uma barra anti rolagem. Um centro de rolagem mais baixo também proporciona uma maior aderência em aceleração, assim como descrito na tabela 1.

4.6. PROJETO DO *FRONT VIEW SWING ARM*

O comprimento do *Front view swing arm* tem relação direta com o cálculo da taxa de variação de câmbio. Como o ideal seria uma variação mínima, quanto maior o comprimento FSVA, menor será a variação. Considerando estes fatores de projeto o FSVA foi definido e é mostrado na tabela 4, assim como o cálculo da taxa de variação de câmbio.

4.6.1. Taxa de Variação de Câamber

Como explicitado na equação 14, a taxa de variação de câamber varia com o comprimento da FVSA sendo mostrado o resultado do cálculo na tabela 4.

Tabela 4. Dados da Geometria da Suspensão.

Vista	Frontal		Traseira	
CI	5,59	2,200787	3,8	1,496063
CR	1,31	0,515748	1,07	0,42126
FVSA	223,54	88,00787	188,06	74,03937
Unidade	cm	in	cm	in
Taxa de Variação de Câamber	0,011362		deg/in	0,013506

No caso do câamber estático, para melhorar o desempenho do veículo em uma curva, é necessário prover um ângulo na direção da rotação [Jazar 2008]. Mas como as pistas da competição da Fórmula SAE visam obter informações amplas sobre o projeto, as pistas possuem curvas em ambas as direções com quantidades e raios de curva próximo da igualdade entre elas.

Baseando nestes fatores e no que foi discutido no item 3.5.5., o câamber estático foi definido por ser -1° em todas as rodas. Este ângulo é feito tanto pelo tamanho dos braços da suspensão tanto como nos furos de conexão da manga de eixo.

4.7. CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CARGA LONGITUDINAL

Para o cálculo da transferência longitudinal de carga foi feito um programa no software Matlab para que o mesmo o calculasse com base em parâmetros iniciais tais como a altura do CG do veículo, bitola, desaceleração na frenagem e peso total do carro. A desaceleração selecionada foi de 1,4 g, valor correspondente ao necessário para frear totalmente o carro de uma velocidade de 60km/h no espaço determinado na competição da SAE. O resultado deste cálculo é mostrado na tabela 5.

4.8. CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CARGA LATERAL

Com a mesma metodologia adotada no cálculo da transferência longitudinal, parâmetros iniciais como bitola, aceleração lateral, altura do CG e massa do veículo foram inseridos no programa e seu resultado é mostrado na tabela 5. O valor de aceleração lateral selecionado foi de 1.1 g devido a natureza das curvas do circuito assim como a velocidade e aceleração desenvolvidas pelo protótipo.

Para se conseguir valores razoáveis em ambas as transferências de carga, é necessário revisar o projeto do veículo, mudando, por exemplo, a altura de seu CG por meio de realocação de componentes no espaço disponível no veículo.

Tabela 5. Transferência de Carga Longitudinal e Lateral.

Eixo/Lado	Carga inicial em lb(kg)	Carga final em lb(kg)	Transferência em lb(kg)
Dianteiro	325(147,5)	512(232,3)	187(84,9)
Traseiro	325(147,5)	138(62,7)	-187(-84,9)
Esquerdo	325(147,5)	521(236,4)	196(88,9)
Direito	325(147,5)	129(58,6)	-196(-88,9)

Analisando os resultados mostrados na tabela 5, pode-se inferir que o eixo dianteiro será mais exigido, principalmente numa frenagem em curva, pois, as transferências longitudinais e laterais se combinam em um pneu.

Com esta combinação, é possível em posse destes valores, simular a estrutura do conjunto de suspensão com seus valores máximos exigidos em condições normais de pista.

4.9. ANGULAÇÃO DO PUSH ROD

A partir dos dados analisados na tabela 5 de transferência de cargas, é possível definir o ângulo do *push rod* e, conseqüentemente, a posição dos *rocker arms*, conjunto mola-amortecedor e barra anti rolagem.

O ângulo do *push rod* é importante pois define a parcela da esforços que serão transmitidos do conjunto pneu-roda ao conjunto amortecedor-mola e os outros componente envolvidos. A Figura 43 mostra a definição da angulação e indica a porcentagem de carga que o *push rod* transmitirá.

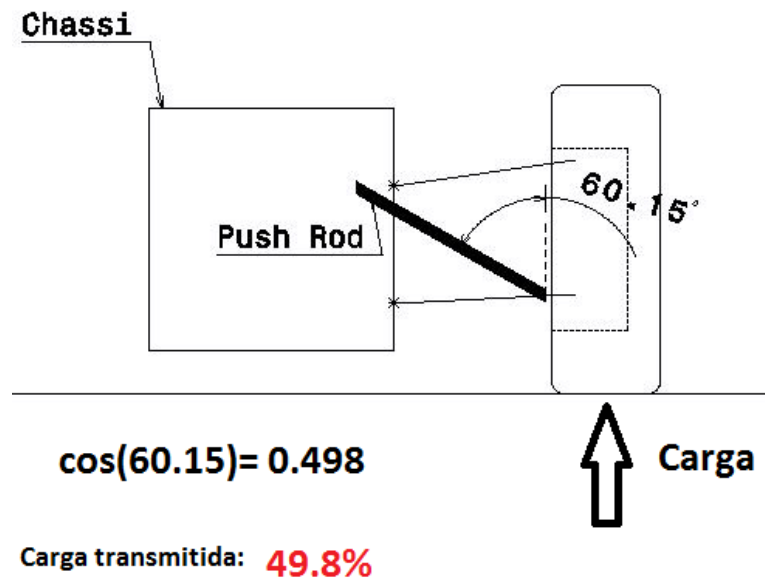


Figura 43. Angulação do *Push Rod* e Transmissão de esforços.

4.10. MATRIZ DE DECISÃO DE MATERIAL

No âmbito de competições automobilísticas, a escolha de materiais para os componentes do veículo é fator de suma importância, afetando diretamente no desempenho do veículo, por exemplo, no acréscimo de peso. Tendo em vista a importância da boa escolha dos materiais e também levando em conta outros fatores importantes tais como custos e processos de fabricação, é necessário então definir um bom método de escolha dos materiais de cada componente. A área da suspensão num veículo está diretamente ligada a performance do projeto, sendo a escolha do seu material algo delicado e extremamente importante.

O conceito da matriz de decisão, também chamada de diversos outros nomes como matriz de Pugh e Conceito de Pugh foi criada por um professor chamado Stuart Pugh. Esta matriz tem por finalidade realizar uma comparação dentre diversos candidatos de projeto e critérios, levando assim a uma escolha da melhor alternativa de acordo com os critérios definidos. A matriz também permite a criação de modelos com resultados híbridos realizando assim uma otimização do projeto [Burge S. 2009].

Uma vantagem deste método é a possibilidade de trabalhar com várias opções e critérios de escolha ao mesmo tempo. Para a confecção da matriz é necessário seguir alguns passos para sua criação:

Passo 1: Determinar claramente quais são os critérios a serem usado na comparação das opções já previamente definidas.

Passo 2: Usar umas das opções selecionadas como a base para sua matriz. Essa opção será referência para as outras comparações e seus critérios sempre serão 0.

Passo 3: Dentre os critérios escolhidos são atribuídos indicativos de acordo com o desempenho de cada opção selecionada. Os indicativos são mostrados na tabela 6.

Tabela 6. Indicadores de Pontuação.

++	Muito melhor
+	Melhor
0	Igual
-	Pior
--	Muito pior

Cada + significa +1 ponto e cada – caracteriza -1 ponto para o resultado final.

Passo 4: Definir um peso de cálculo para cada critério. Caso algum critério seja mais importante, este deve receber um valor numérico de peso maior e proporcional a sua vantagem em relação aos outros critérios.

Passo 5: Realizar a multiplicação referente ao desempenho das opções de projeto com os pesos dos respectivos critérios e por fim somar este valor a todos os outros critérios. O vencedor será o que possuir maior número de pontos.

A partir da tabela feita é possível identificar muitos fatores relevantes ao projeto, assim como a criação de projetos híbridos pela adoção de diferentes materiais e técnicas.

4.10.1. Critérios

Cada projeto tem seus critérios bem definidos e a razão de cada um deles ser escolhido. No presente estudo, estes critérios são descritos e discutidos nos itens abaixo.

4.10.1.1. Resistência Mecânica

Neste critério são analisados dados como o limite de escoamento ou tensão de escoamento e a dureza Brinell. A partir da definição de um referencial estes

critérios são comparados e valores são atribuídos. Seu peso foi definido em dois por sua importância para a confiabilidade do projeto.

4.10.1.2. Massa

Este critério compara a os pesos de cada material e define a pontuação de acordo com o referencial. Quanto menor o peso, melhor será sua pontuação. O peso da massa não suspensa num veículo de competição deve ser diminuído ao máximo, o peso do critério será 1,5.

4.10.1.3. Processo de Fabricação

Este critério foi considerado para definir o tempo de fabricação e seus métodos comparando-os para saber qual material se apresenta mais viável que o outro. Outro fator importante é se o processo de fabricação é difundido ou de maior complexidade no mercado. Seu peso é definido em um.

4.10.1.4. Custo

Este é um critério bem importante tanto no mercado como para uma equipe de competição de Fórmula SAE. Custos menores são melhores para o projeto e são critérios de pontuação nas provas da SAE. Por ser tão importante, seu peso é definido em 1,5.

4.10.2. Materiais

A tabela 7 sintetiza a definição dos critérios e seus respectivos pesos. Já a tabela 8 mostra os materiais que serão considerados para a análise e suas propriedades.

Tabela 7. Critérios e pesos utilizados.

Critério	Descrição	Peso
<i>Resistência Mecânica</i>	Limite de Escoamento Dureza	2
<i>Massa</i>	Densidade	1,5
<i>Processo de Fabricação</i>	Tempo Método	1
<i>Custo</i>		1,5

Tabela 8. Propriedades dos Materiais.

		LE (Mpa)	Dureza (HB)	Densidade (g/cm ³)
Material	Aço SAE 1010	180	90	7,86
	Aço SAE 1020	210	115	7,86
	Aço SAE 1045	310	190	7,86
	Alumínio 6061	110	65	2,71
	Fibra de Carbono	500		1,4

Fonte: [9], [10] e [11].

A partir de dados coletados sobre os materiais estudados, a tabela 9 foi elaborada e nela é possível ver a comparação dos critérios dos materiais a partir do aço 1020, que é o referencial para o cálculo. Esta tabela mostra uma escolha de material para as bandejas e *push rod*, pois seus processos de fabricação são semelhantes. Já para o *rocker arm* e manga de eixo, a tabela 13 mostra esta escolha do material.

Tabela 9. Matriz de escolha de material para bandejas e *push rod*.

		Peso	Aço SAE 1010	Aço SAE 1020	Aço SAE 1045	Alumínio 6061	Fibra de Carbono
Material	Resistência Mecânica	2	-	0	++	-	++
	Massa	1,5	0	0	0	+	++
	Processo de Fabricação	1	0	0	0	-	--
	Custo	1,5	+	0	-	-	--
	Total		-0,5	0	2,5	-3	2

A partir da elaboração e interpretação da tabela 9 o aço estrutural mecânico SAE 1045 foi escolhido para a análise do presente trabalho. O aço SAE 1045 é um aço estrutural mecânico comumente utilizado pela indústria e é caracterizado por ser um aço de alto teor de carbono sendo chamado também de aço meio duro. As propriedades mecânicas gerais deste material são mostradas na tabela 10.

Tabela 10. Propriedades mecânicas do aço SAE 1045.

Propriedade Mecânica	AÇO SAE 1045
Teor de Carbono	4,50%
Limite de Elasticidade	250
Limite de Escoamento	310
Limite de Resistência a Tração	560
Alongamento	17%
Dureza (HB)	190
Densidade	7,86 g/cm ³

Fonte: [9].

Os materiais das mangas de eixo e *rocker arms* devem ser analisados através de outra matriz de decisão, pois sua fabricação é muito complexa para ser feita de forma artesanal como os braços de suspensão e os *push rods*. Devido a esta demanda de fabricação, o método de produção destes componentes específicos (manga e *rocker*) ideal é a fabricação com o auxílio de uma fresa CNC. Esta ferramenta permite a fabricação de componentes de alta complexidade e possui uma boa precisão de acordo com os projetos em CAD fornecidos.

Os critérios e pesos utilizados na escolha destes materiais são descritos na tabela 11. Nela é possível ver diferenças nos valores adotados para os critérios, pois os componentes em questão são de suma importância na redução de massa do veículo e com processo de fabricação já definido.

Tabela 11. Critérios e pesos utilizados.

Critério	Descrição	Peso
<i>Resistência Mecânica</i>	Limite de Escoamento Dureza	1,5
<i>Massa</i>	Densidade	2
<i>Processo de Fabricação</i>	Tempo Método	2
<i>Custo</i>		1,5

Os materiais escolhidos para a análise são mostrados na tabela 12, onde também são mostradas algumas características físicas e mecânicas.

Tabela 12. Materiais.

		LE (Mpa)	Dureza (HB)	Densidade (g/cm ³)
Material	Aço SAE 1010	180	90	7,86
	Aço SAE 1020	210	115	7,86
	Aço SAE 1045	310	190	7,86
	Alumínio 6061 T4	110	65	2,71
	Alumínio 6061 T6	255	100	2,71

Fonte: [9], [10], [11] e [12].

Analisando os dados das tabelas 11 e 12 é possível então construir uma matriz de decisão para os componentes em estudo. Assim como na tabela 9, o aço estrutural SAE 1020 foi definido como base para o cálculo. Esta matriz de decisão pode ser vista na tabela 13.

Tabela 13. Matriz de decisão de material da manga de eixo e rocker arm.

		Peso	Aço SAE 1010	Aço SAE 1020	Aço SAE 1045	Alumínio 6061 T4	Alumínio 6061 T6
Material	Resistência Mecânica	1,5	-	0	++	--	+
	Massa	2	0	0	0	++	++
	Processo de Fabricação	2	+	0	-	++	+
	Custo	1,5	+	0	-	-	--
	Total		2	0	3	3,5	4

Por meio da atribuição de valores na tabela 13, o Alumínio 6061 T6 foi o vencedor por ter vantagens nos critérios de resistência mecânica e massa na comparação feita com os outros materiais.

As propriedades físicas e mecânicas do material escolhido são apresentadas de forma mais abrangente para a análise no Ansys na tabela 14.

Tabela 14. Propriedades físicas e mecânicas do Alumínio 6061 T6.

Propriedade Mecânica	Alumínio 6061 T6
Módulo de Elasticidade	70 GPa
Limite de Escoamento	255 Mpa
Limite de Resistência a Tração	290 Mpa
Alongamento	8%
Dureza (HB)	100
Densidade	2,71 g/cm ³

Fonte: [12].

4.11. MODELO DA SUSPENSÃO

A partir dos resultados já gerados então é possível prosseguir com as análises via elementos finitos no Ansys. Para isto, o CAD completo da suspensão dianteira é necessário. Os projetos 2D de cada componente utilizado estão disponíveis no Anexo I. A Figura 44 mostra o sistema projetado no Catia V5 e já devidamente importado pelo Ansys.

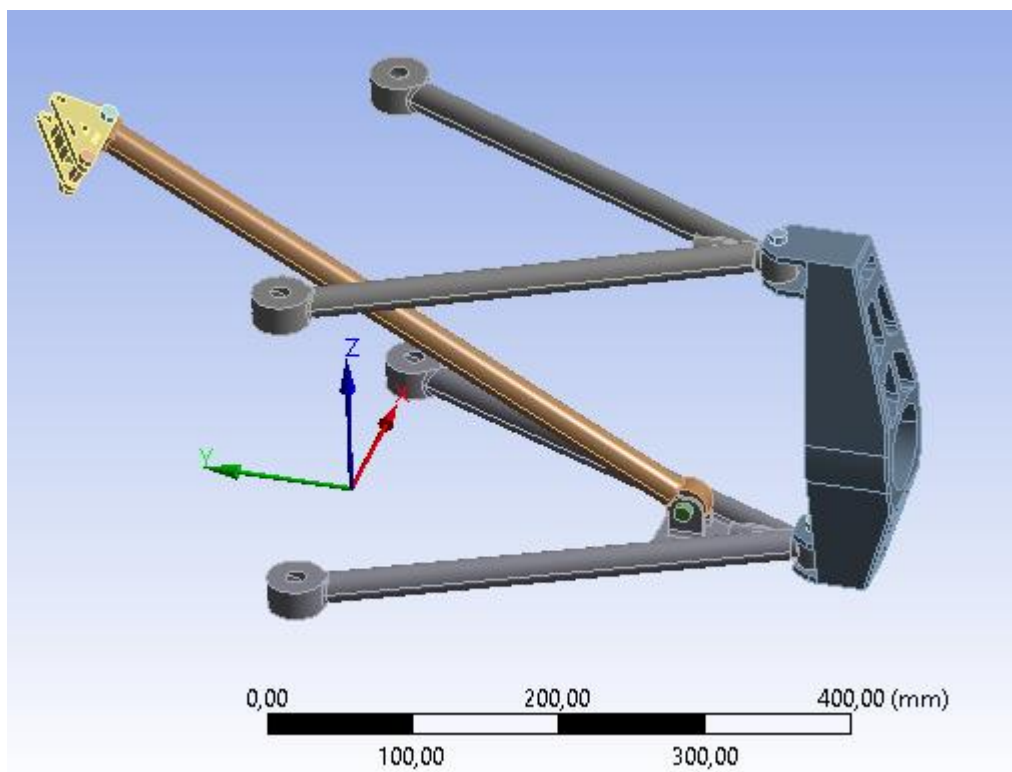


Figura 44. Sistema de suspensão modelado no Catia V5.

As bandejas mostradas na figura 44 possuem cavidades esféricas em seus suportes ao chassi. Isto é necessário para simular o comportamento dos terminais rotulares (*joint balls*) na simulação.

O *push rod* em análise está na angulação previamente definida no item 4.9. para que o sistema esteja mais próximo de uma situação real. A posição exata das bandejas e suas respectivas angulações são complexas para inserir corretamente na simulação, sendo assim, estas angulações são simplificadas para uma condição de paralelismo para prosseguimento das análises. Assumindo esta simplificação não se espera grandes divergências de um sistema sem simplificações.

É importante definir o que se está procurando na análise, sendo assim, componentes como *joints* ou parafusos não são os focos do presente trabalho, pois simular o efeito de rótula é complexo e requer uma carga bem maior de trabalho para ser simulado. Nesses casos são utilizadas geometrias simplificadas com variações bruscas nas mesmas, o que pode gerar concentração de tensões. Sendo assim, tensões, frequências e deformações geradas nestes componentes devem ser desconsideradas.

4.11.1. Conexões

Para caracterizar a simulação por uma junção de componentes que formam o sistema de suspensão é necessário definir relações de conexões entre todos os componentes em análise para que estes não sejam considerados um único corpo, prejudicando assim a modelagem do real comportamento da estrutura.

Para obter um comportamento mais próximo ao funcionamento real da suspensão os componentes que tocam os *push rod*, *rocker arm* e seus respectivos pinos são modelados como conexões do tipo sem atrito, o que permite o movimento entre suas fronteiras de maneira adequada. Esta definição do tipo de conexões no Ansys Workbench é mostrada na figura 45.

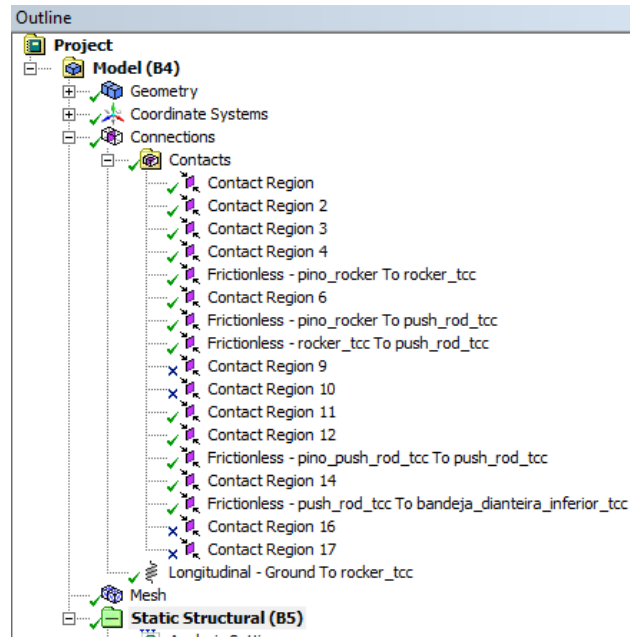


Figura 45. Tela de conexões no Ansys Workbench.

Também na definição de conexões, os efeitos do amortecedor e mola foram adicionados ao sistema por meio de uma função do Ansys Workbench, onde, uma extremidade flexível do componente é conectada ao *rocker arm* e a outra extremidade fica engastada no local definido. A Figura 46 mostra esta função já inclusa no CAD.

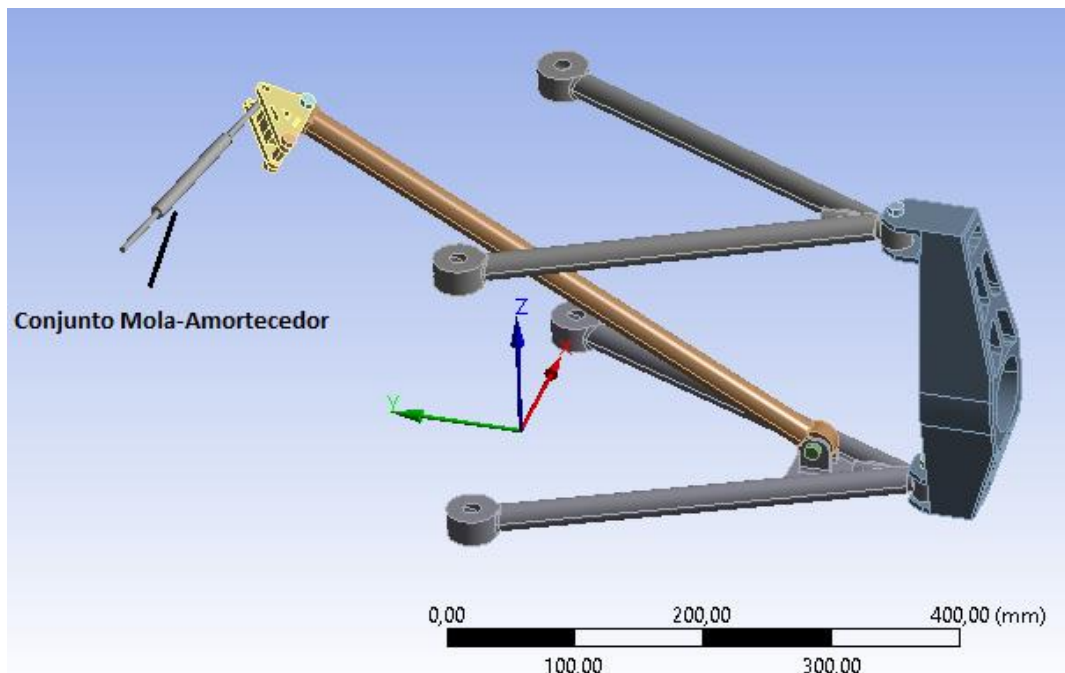


Figura 46. Função mola-amortecedor no conjunto de suspensão.

Os valores de rigidez e amortecimento do conjunto mola-amortecedor foram definidos de acordo com uma lista de componentes disponíveis no mercado. A

rigidez longitudinal da mola é 25 N/mm enquanto o amortecimento longitudinal do amortecedor é 15 N.s/mm.

A posição do conjunto mola-amortecedor no Ansys simula a posição real do componente no veículo. Sua extremidade livre da figura 46 fica ligada ao chassi.

4.11.2. Apoios

São utilizados dois tipos de apoios na análise, apoio sem atrito e engaste que restringe todos os graus de liberdade. O primeiro é utilizado para a simulação das conexões da bandeja no chassi do veículo. Já o segundo fixa um dos pinos do *rocker arm* para simular o comportamento real do componente.

O apoio do tipo *frictionless* ou sem atrito tem como objetivo neste trabalho simular o comportamento dos *joint balls* nos apoios da bandeja, definindo o apoio como uma espécie de rótula que permite rotações nos apoios. O uso deste tipo de apoio se deve ao fato das bandejas possuírem certo movimento de acordo com o curso da suspensão, o que não poderia ser simulado corretamente com engastes. Há ainda a opção de adicionar apoios elásticos com uma certa rigidez tridimensional, mas isto não restringiria as translações do sistema.

Os terminais das bandejas foram feitos com cavidades esféricas para permitir as rotações do sistema e se adequar ao tipo de apoio utilizado. A Figura 47 mostra estes terminais em corte para melhor ideia do que está sendo analisado.

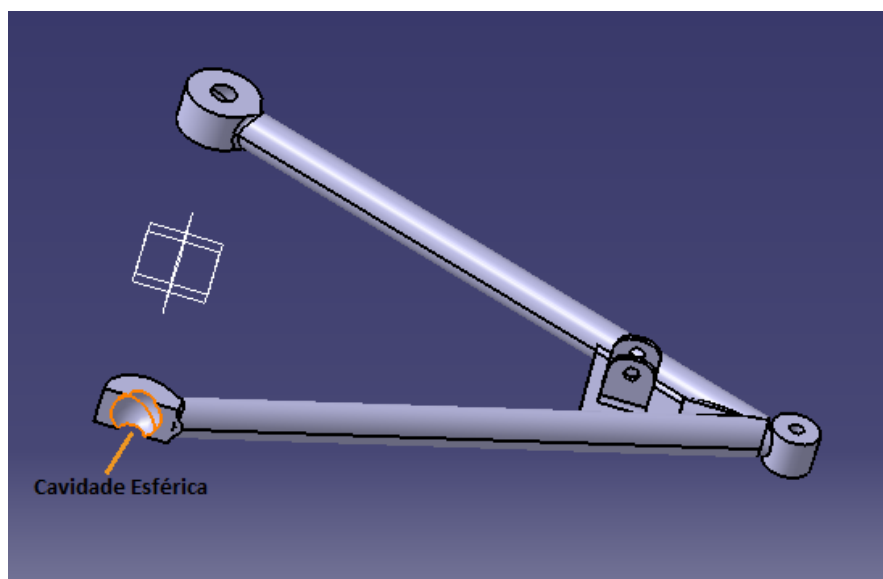


Figura 47. Cavidade esférica da bandeja em corte.

Os apoios sem atrito usados na simulação do sistema são mostrados na figura 48.

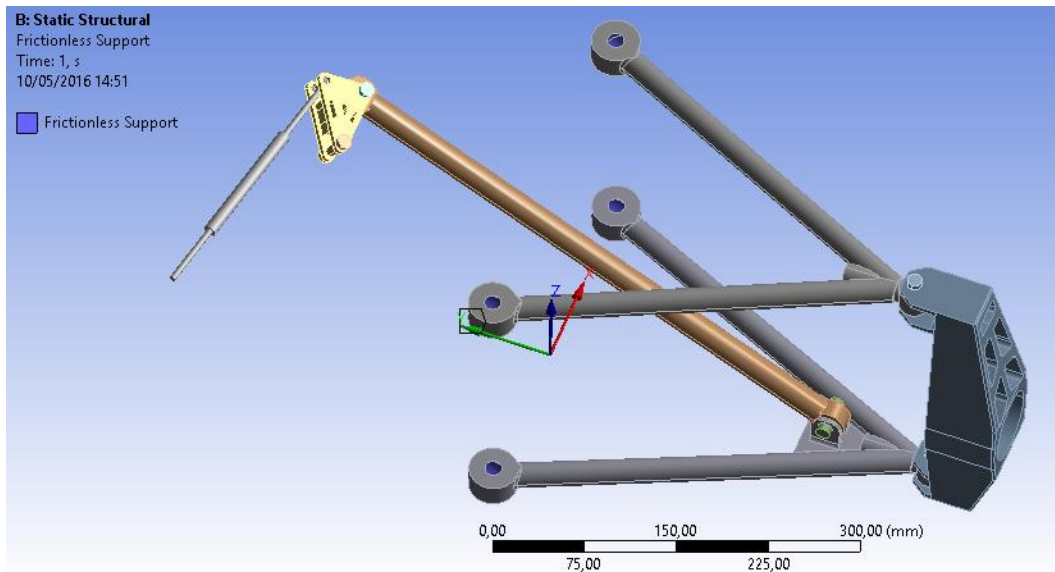


Figura 48. Apoios sem atrito nas bandejas.

O apoio do tipo engaste aplicado sobre o pino presente no *rocker arm* é feito para simular a conexão do *rocker arm* ao chassi, promovendo o movimento de rotação do *rocker* com o parafuso ou pino fixos ao chassi. A Figura 49 mostra o que foi descrito acima.

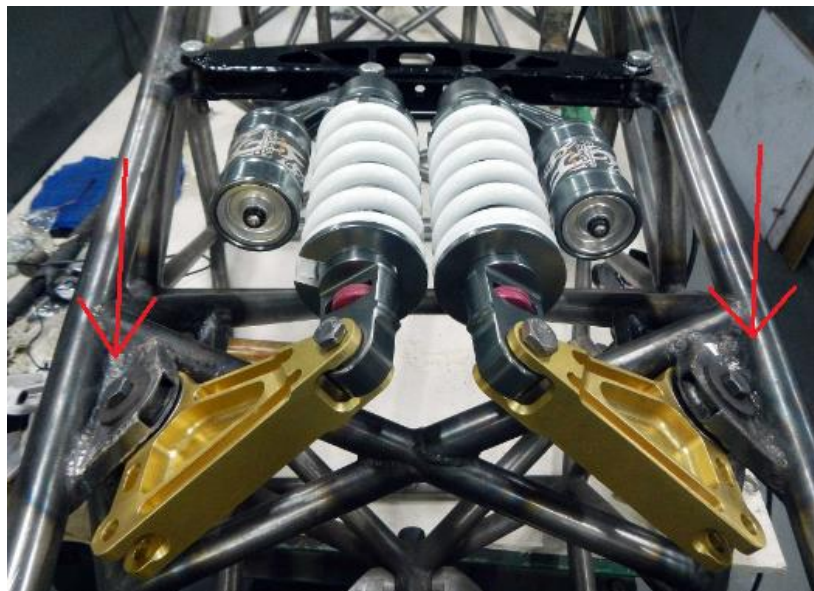


Figura 49. Conexão dos *rocker arms* ao chassi. Fonte: <https://ludemannengineering.com/2014/01/14/rear-suspension-rocker-arm-mounts-nose-mounts/>

O engaste tem como finalidade então promover a rotação do *rocker arm* levando os esforços do *push rod* ao conjunto mola-amortecedor. Esta relação só pode ser assumida caso o pino e o *rocker arm* não estejam sendo considerados

como um componente apenas. É necessário separar os dois componentes como foi feito na definição dos tipos de conexões. A Figura 50 mostra este apoio aplicado à estrutura do trabalho.

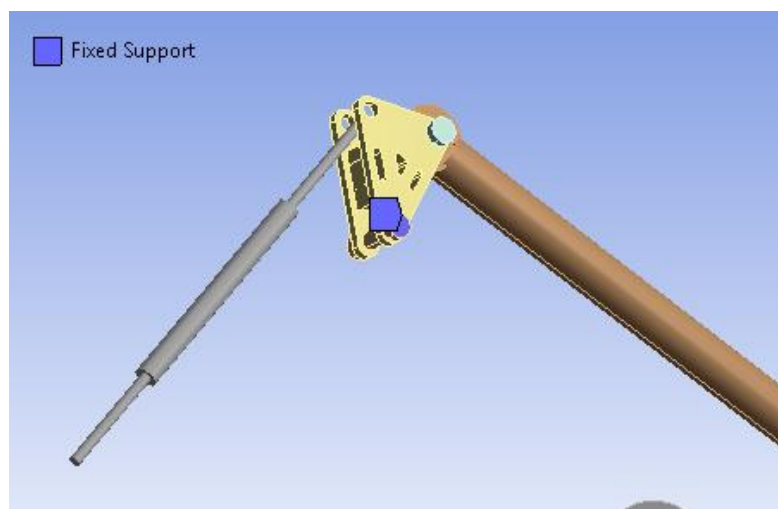


Figura 50. Suporte fixo aplicado ao pino que conecta o *rocker arm* ao chassi.

4.11.3. Carga Estática Aplicada

A carga aplicada sobre o sistema em análise é definida nos itens 4.7. e 4.8. nos tópicos referentes à transferências de cargas laterais e longitudinais. A partir dos resultados da tabela 5 é então possível definir condições de cargas máximas esperadas numa competição de Fórmula SAE definidas pelo veículo do presente trabalho.

Analisando a tabela 5 é possível ver que a transferência de carga lateral mostra os maiores valores absolutos para um conjunto de suspensão para o lado esquerdo ou direito do veículo. A carga depois da transferência em qualquer destes lados é então 521lb ou 236,4kg. O CG do veículo é mostrado na figura 37 e por sua distância entre cada eixo (dianteiro e traseiro) ser muito pequena, a carga que é sofrida por um conjunto de suspensão no eixo será tomada como metade da transferência lateral original, ou seja, 118,2kg ou 1160N ($g=9,8\text{m/s}^2$).

A carga originada da transferência de carga é inicialmente absorvida pelo conjunto pneu-roda, mas sendo desconsiderada qualquer dissipação presente nesta fase. A roda é conectada aos cubos de roda que se ligam à manga de eixo por meio dos rolamentos. A carga então será aplicada neste local da manga de eixo reservado à acomodação do cubo de roda e rolamento. A carga é considerada distribuída para melhor simulação da realidade. A Figura 51 mostra o local de

aplicação das cargas provenientes da condição de contorno imposta pela transferência de carga lateral naquele conjunto analisado.

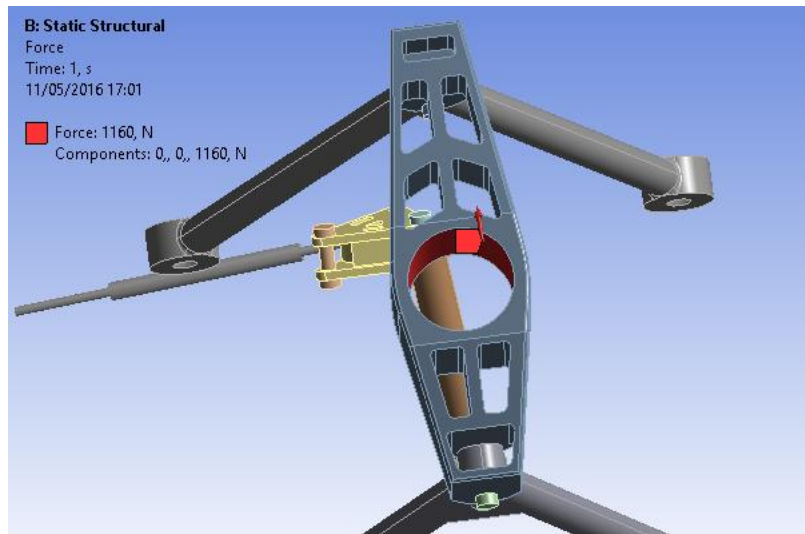


Figura 51. Local de aplicação da carga distribuída na manga de eixo.

O sentido de aplicação da carga é no eixo Z da figura 48 e pode ser visto pela seta em vermelho da figura 51.

A malha gerada para todas as análises deste trabalho é mostrada na figura 52. Já a tabela 15 mostra informações da simulação realizada e propriedades do sistema em análise.

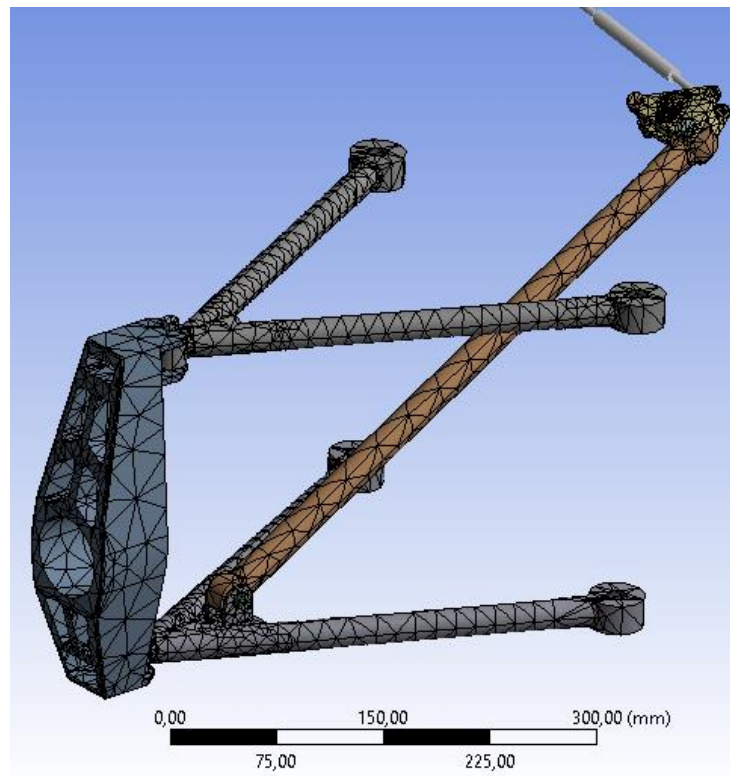


Figura 52. Malha gerada.

Tabela 15. Dados das simulações e da geometria.

Propriedades das Simulações	
Volume	814800 mm ³
Massa	4,045 kg
Nós	32847
Elementos	16991

4.12. ANÁLISE ESTÁTICA

Através da análise estática é possível verificar o comportamento da estrutura através de parâmetros como tensões, deformações, além de informações complementares como fatores de segurança em cada elemento.

O Ansys Workbench possui módulo de análise estática com bons recursos interativos e visuais para o usuário. Possui também a implementação de ferramentas de análise como critério de Von Mises para tensões resultantes.

Inicialmente é realizado o pré-processamento: importação da geometria pelo Catia, geração de malha, definição de condições de contorno e requerimento para resultados específicos. No caso do presente estudo são requeridos do software: tensões resultantes por Von Mises, deformações totais e coeficiente de segurança da estrutura.

A Figura 53 mostra o resultado das tensões equivalentes da simulação realizada.

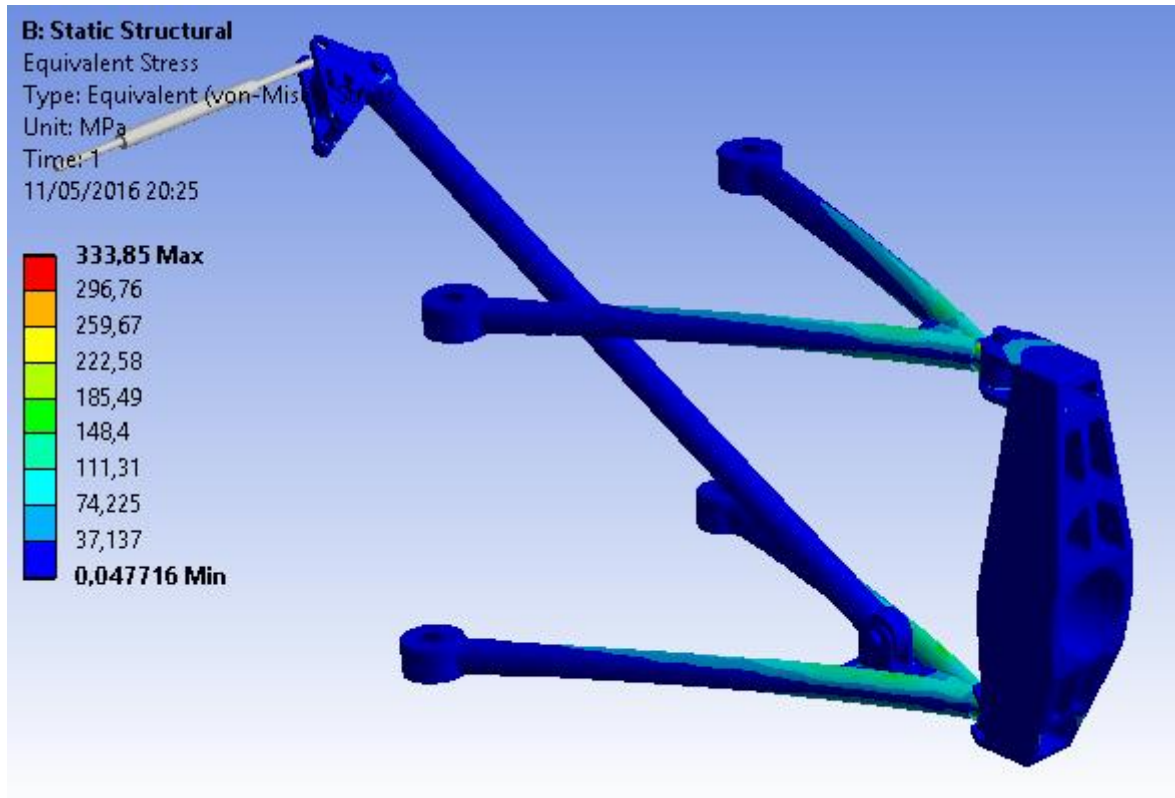


Figura 53. Tensões equivalentes na estrutura.

Através da técnica *Hotspot* de observação é possível avaliar o comportamento da estrutura por meio visual. Cores mais “quentes” como o vermelho neste caso representam níveis de tensões mais altos, enquanto cores mais “frias” como o azul representam o contrário, tensões mais baixas no local.

O Ansys também fornece os pontos onde ocorreu o máximo valor de tensão assim como o ponto de mínimo. Este recurso pode ser visto na figura 54.

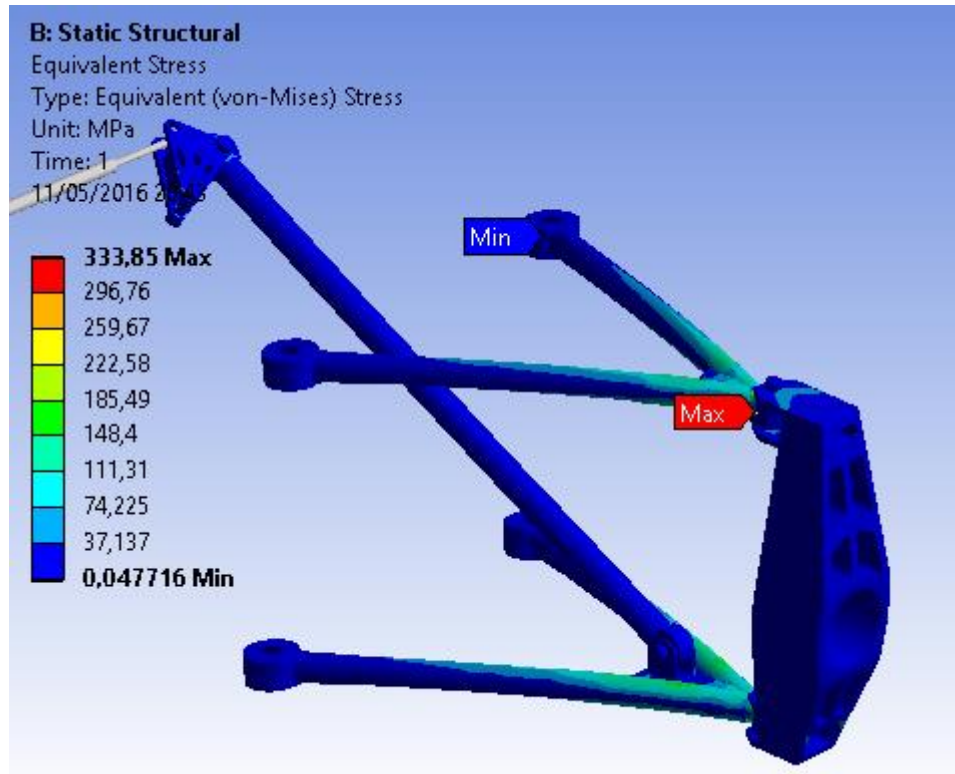


Figura 54. Máximos e mínimos de tensões.

O ponto de máxima tensão está localizado no terminal rotular que liga a bandeja superior à manga de eixo. Este detalhe está presente na figura 55.

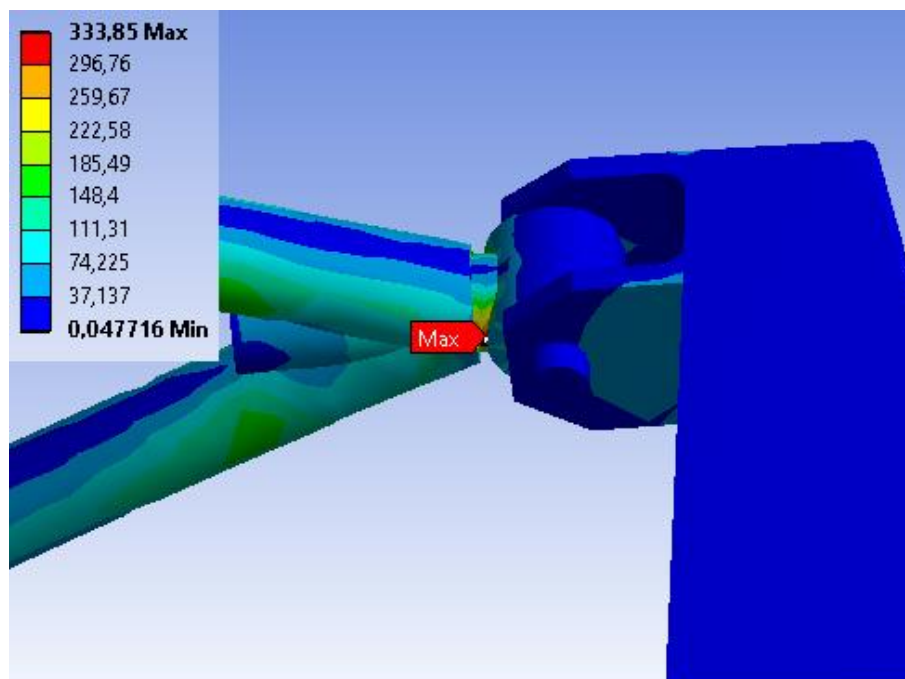


Figura 55. Detalhe do ponto de máxima tensão equivalente.

A tensão máxima neste ponto excedeu a tensão de escoamento do material, pois há uma variação brusca da geometria deste componente e o mesmo não atua

como uma rótula na simulação, logo, não permite o movimento livre da suspensão até o fim de seu curso, por esta razão avaliar o comportamento do *joint ball* na suspensão é algo que foge ao escopo do presente trabalho.

Em qualquer outro ponto da estrutura a tensão de escoamento do material não foi excedida, caracterizando assim o projeto como sendo viável. A partir da análise dos coeficientes de segurança será possível quantificar melhor como cada componente está sendo solicitado e verificar sua viabilidade para o sistema.

Na etapa de deformações totais, o deslocamento individual de cada nó é somado para a consideração de deformações ou deslocamentos totais do sistema. Como o sistema não está totalmente engastado são esperados deslocamentos maiores de alguns componentes como o *rocker arm* e manga de eixo. A Figura 56 mostra os resultados obtidos nesta análise por meio da técnica de visualização *Hotspot* com valores em mm.

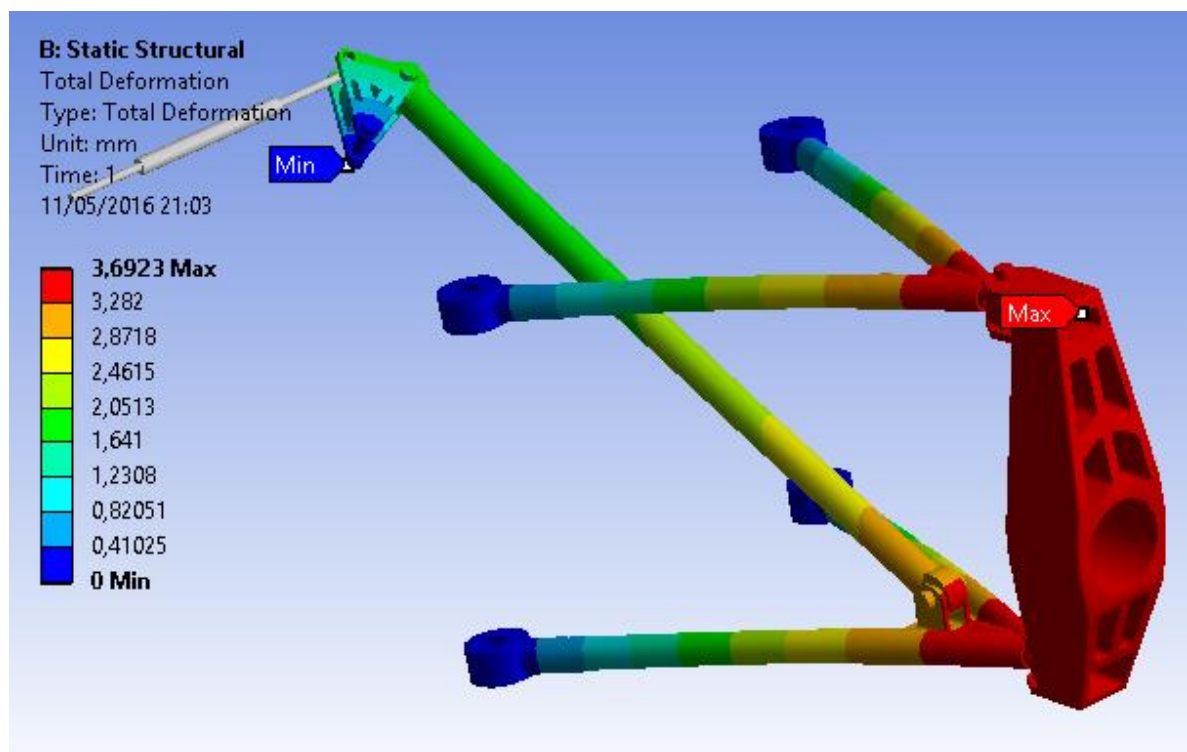


Figura 56. Deformações totais na estrutura.

Como é possível ver na figura 56 o deslocamento máximo ocorre na manga de eixo e terminais das bandejas. Isto se deve ao ponto de aplicação da carga estar mais próximos e os apoios mais distantes.

A deformação diminui à medida que se aproxima dos apoios, como pode ser visto nas bandejas, onde, as cores mostram níveis de deslocamentos nas seções dos componentes. O mesmo efeito pode ser observado no *rocker arm*.

Para que se tenha uma comprovação que a simulação de deslocamentos está seguindo a melhor linha de análise é necessário comparar o efeito da estrutura no tempo através de frames de imagem. O Ansys possui este recurso e a Figura 57 mostra imagens em sequência do comportamento da estrutura.

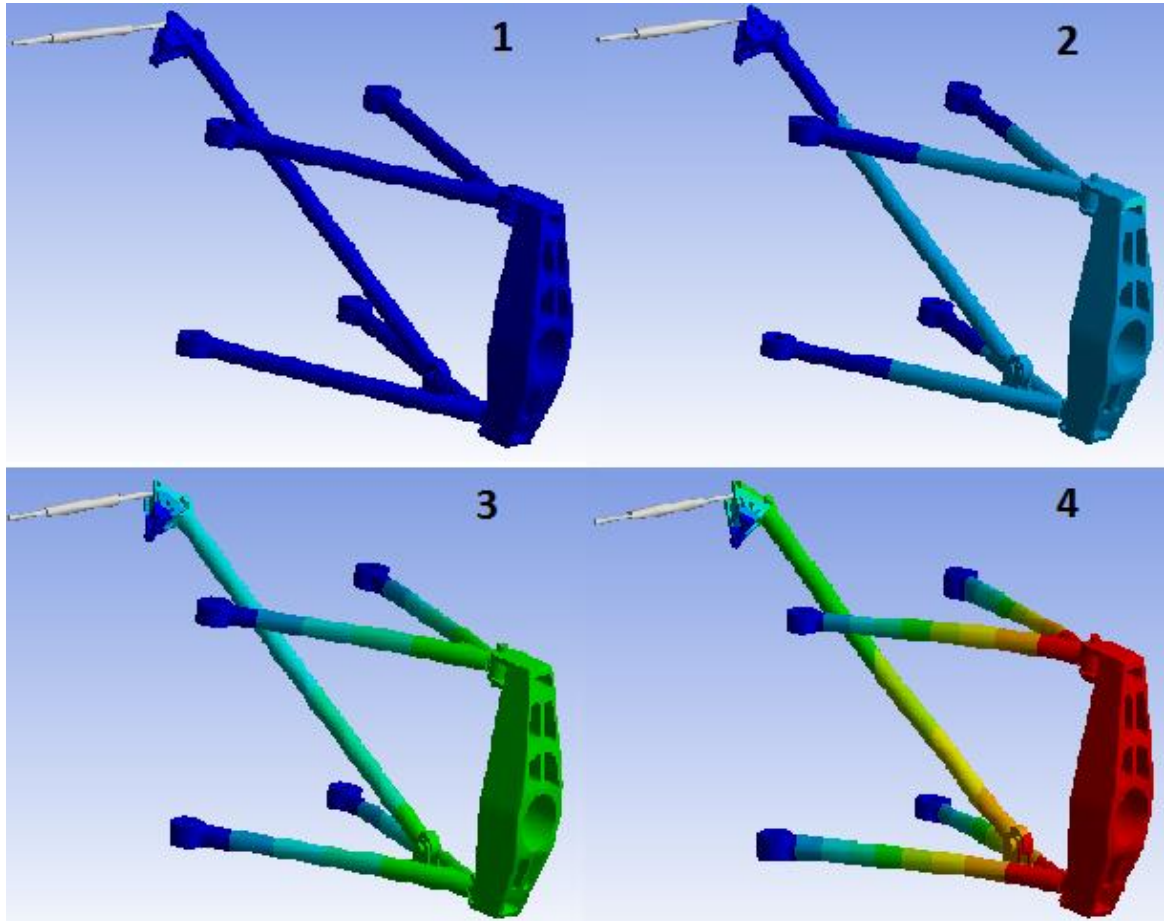


Figura 57. Sequência dos deslocamentos na estrutura.

4.12.1. Coeficientes de Segurança

O coeficiente de segurança ou fator de segurança é definido pela razão da tensão em um determinado local e a tensão de escoamento do material, mostrando assim ser uma reserva estratégica para o projetista.

Coeficientes de segurança são empregados para prevenir incertezas quanto a propriedades dos materiais, esforços aplicados, variações, etc. Dependem então de uma série de requisitos, entre os principais o tipo de carregamentos e o modo de utilização [Andrade 2002]. Seu valor sempre deve ser acima de um para que a estrutura resista às condições aplicadas.

A escolha do coeficiente de segurança é uma tarefa de responsabilidade alta. Valores muito altos significam, em geral, custos desnecessários e valores baixos podem significar riscos de falhas de graves consequências.

Valores definidos como bons coeficientes para estruturas variam muito de acordo com a aplicação desejada. Por exemplo, na aviação este fator tende a ser mais baixo pela redução da massa dos componentes, mas isto ainda sim é remediado com a presença de redundâncias.

Veículos de competição também buscam ao máximo a redução de massas presentes. Para satisfazer esta necessidade, os coeficientes de segurança tendem a serem mais baixos, mas com processo de fabricação e qualidade dos componentes muito bem monitoradas.

O Ansys Workbench em seu módulo de análise estática possui a ferramenta de visualização destes coeficientes em cada elemento da estrutura, onde é realizada a razão entre tensão no local e tensão de escoamento do material em cada elemento. Utilizar desta ferramenta é de suma importância em projetos e validações de sistemas como o do presente trabalho. A Figura 58 mostra os fatores de segurança respectivos ao sistema de suspensão em estudo por meio da técnica *Hotspot*.

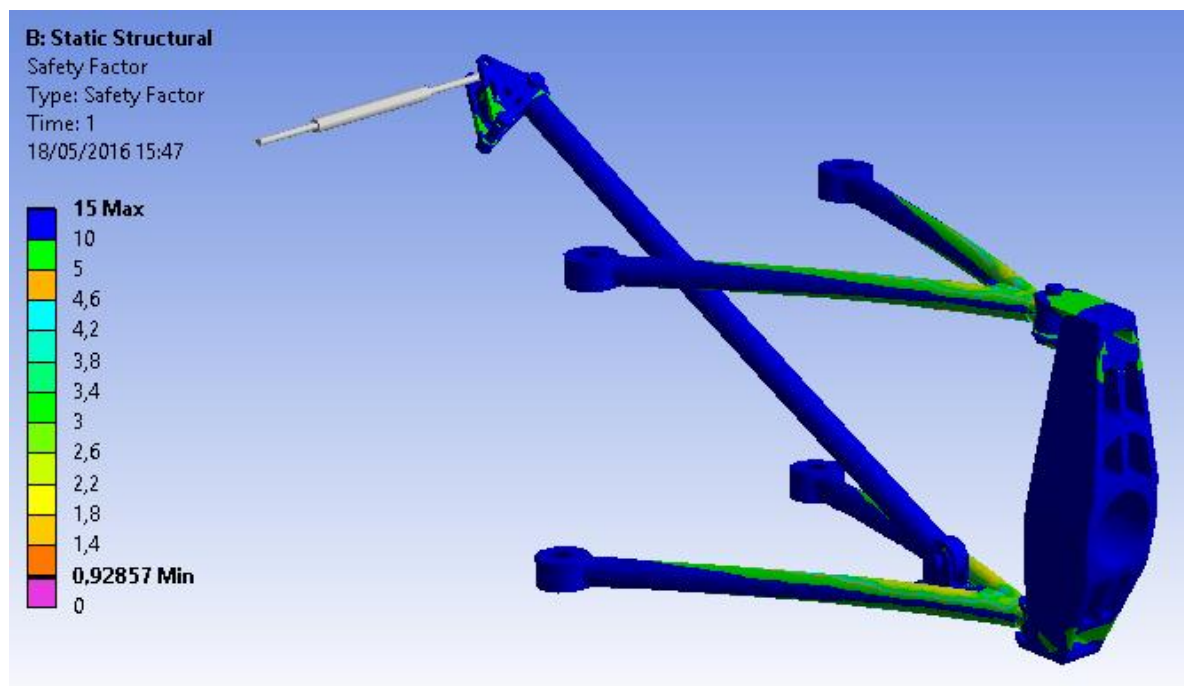


Figura 58. Análise de coeficientes de segurança na estrutura.

A partir da visão geral da estrutura apresentada na figura 58, é possível ver que a maioria do sistema se encontra com fatores de segurança elevados, próximos

de 15. É possível também ver que há alguma parte da estrutura que possui um fator insatisfatório menor que um. A Figura 59 mostra este ponto na estrutura.

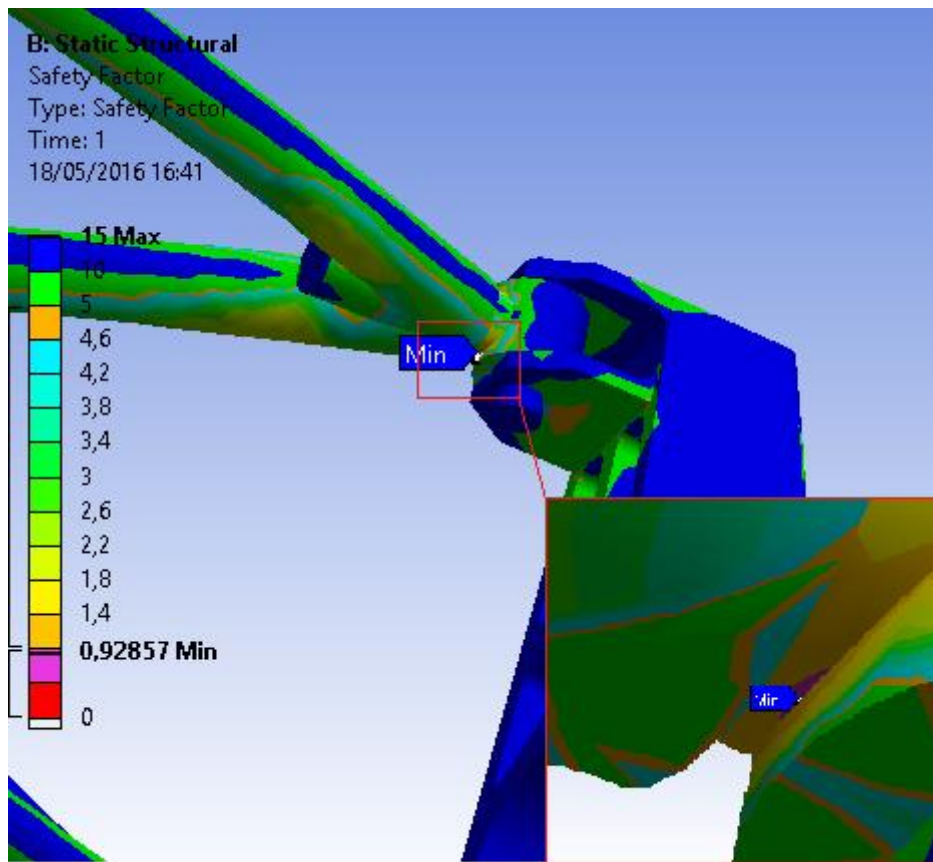


Figura 59. Ponto do fator de segurança mínimo.

A partir então da figura 59 é possível identificar que o único ponto da estrutura que não satisfaz as condições de segurança é um dos terminais rotulares da suspensão, que como foi dito anteriormente não estão sendo considerados no presente trabalho, pois a geometria utilizada na simulação é simplificada e gera concentração de tensões.

Então, a estrutura pode ser aprovada na análise estática, mas este é apenas um critério dos objetos de análise de projeto. São necessárias análises mais específicas dos componentes para determinar o dimensionamento adequado de cada uma. Em seguida são apresentados possíveis ajustes e redimensionamento no projeto da suspensão.

As figuras 60, 61, 62 e 63 mostram detalhes da análise feita na estrutura em cada componente presente na estrutura em estudo.

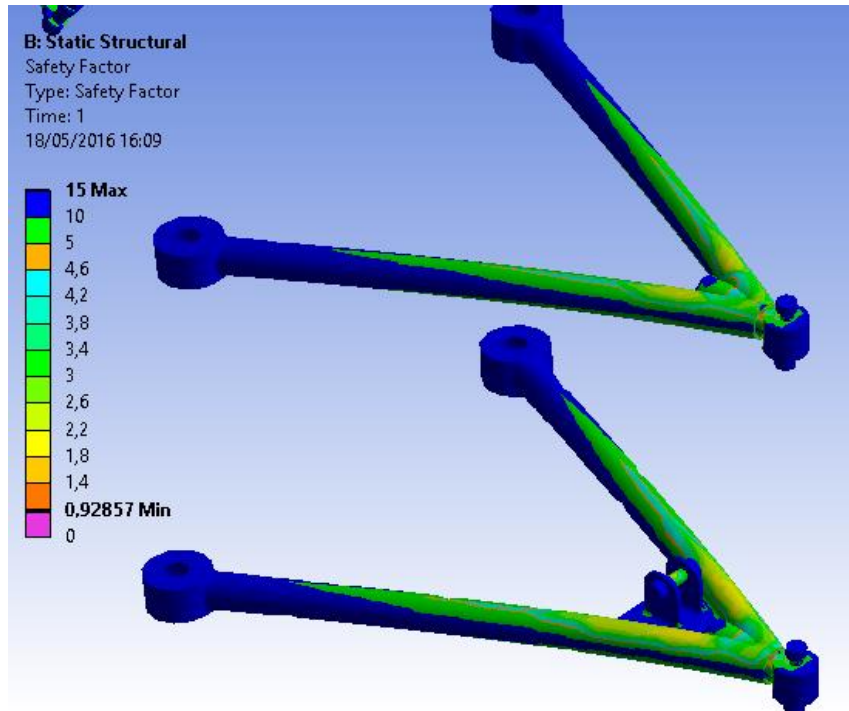


Figura 60. Coeficientes de segurança nas bandejas da suspensão.

A partir das análises estáticas das bandejas determina-se que os esforços sofridos por estes componentes são os maiores em todo o sistema, com esforços um pouco maiores na bandeja inferior. Mas como o fator de segurança mínimo para estes componentes é ainda maior do que um (1,4), a estrutura e o projeto são satisfatórios.

Avaliando a relação desempenho versus segurança é possível ver também que a estrutura está bem dimensionada para ambos os critérios utilizados, não necessitando assim de modificações.

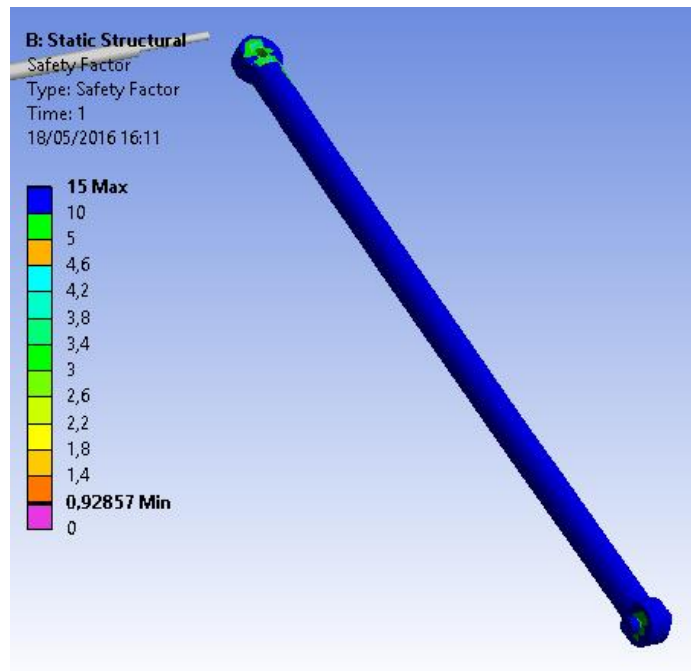


Figura 61. Coeficientes de segurança no *push rod*.

Da análise estática do *push rod* mostrada na figura 61 conclui-se que a estrutura está superdimensionada em sua maioria, carecendo assim de ajustes para se adequar ao critério de desempenho requerido por um veículo de competição.

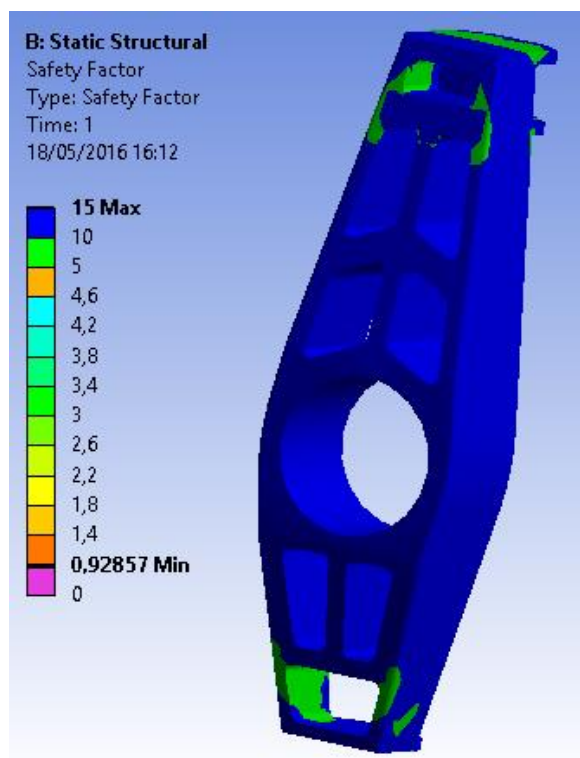


Figura 62. Coeficientes de segurança na manga de eixo.

Por meio da análise da figura 62 verifica-se que a maioria da manga de eixo está superdimensionada com valores entre 15 e 5. Ajustes para redução de massa do componente são requeridos para obter então melhor desempenho na competição.

A figura 63 mostra o resultado obtido no *rocker arm*.

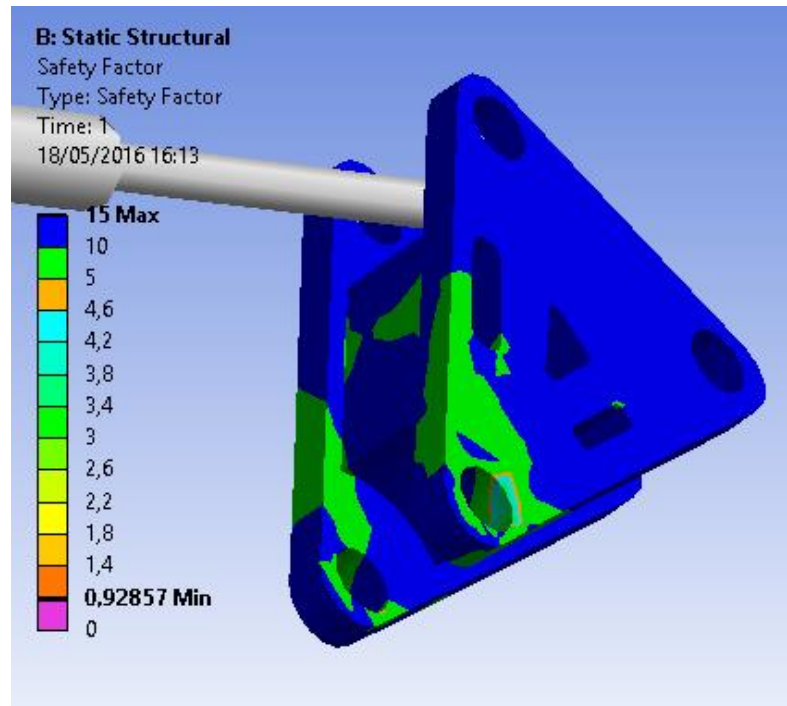


Figura 63. Coeficientes de segurança do *rocker arm*.

O *rocker arm* apresenta também indícios de superdimensionamento com fatores de segurança de 15 a 4 aproximadamente. É necessário ter atenção ao local onde este componente se liga ao chassi, pois é onde os maiores valores absolutos de tensões e menores de coeficientes de segurança ocorrem. No geral, ainda há bastante espaço para ajustes neste componente.

4.13. ANÁLISE DINÂMICA

Finalizada a etapa de simulações estáticas da estrutura parte-se então para uma análise dinâmica envolvendo análise modal, harmônica e transiente nos itens a seguir.

4.13.1. Análise Modal

Para a análise modal, inicialmente definem-se as mesmas condições de contorno da análise estática. Foram extraídos os seis primeiros modos de vibração do sistema, os outros modos já apresentavam frequências muito altas, que podem ser desconsideradas. A tabela 16 mostra as seis primeiras frequências obtidas.

Tabela 16. Frequências modais da estrutura.

Modo	Frequência [Hz]
1	61,314
2	259,61
3	306,97
4	377,31
5	532,27
6	546,78

A partir da tabela 16 é possível identificar que as frequências para ressonância da estrutura são bem altas a partir do segundo modo. Isto se deve ao movimento natural da suspensão, onde o conjunto mola-amortecedor permite o movimento do sistema com certa restrição. A sequência de imagens da figura 64 mostram os deslocamentos modais da estrutura associados ao primeiro modo, correspondendo ao movimento de funcionamento do sistema de suspensão. As setas presentes nesta figura representam o sentido do deslocamento do sistema.

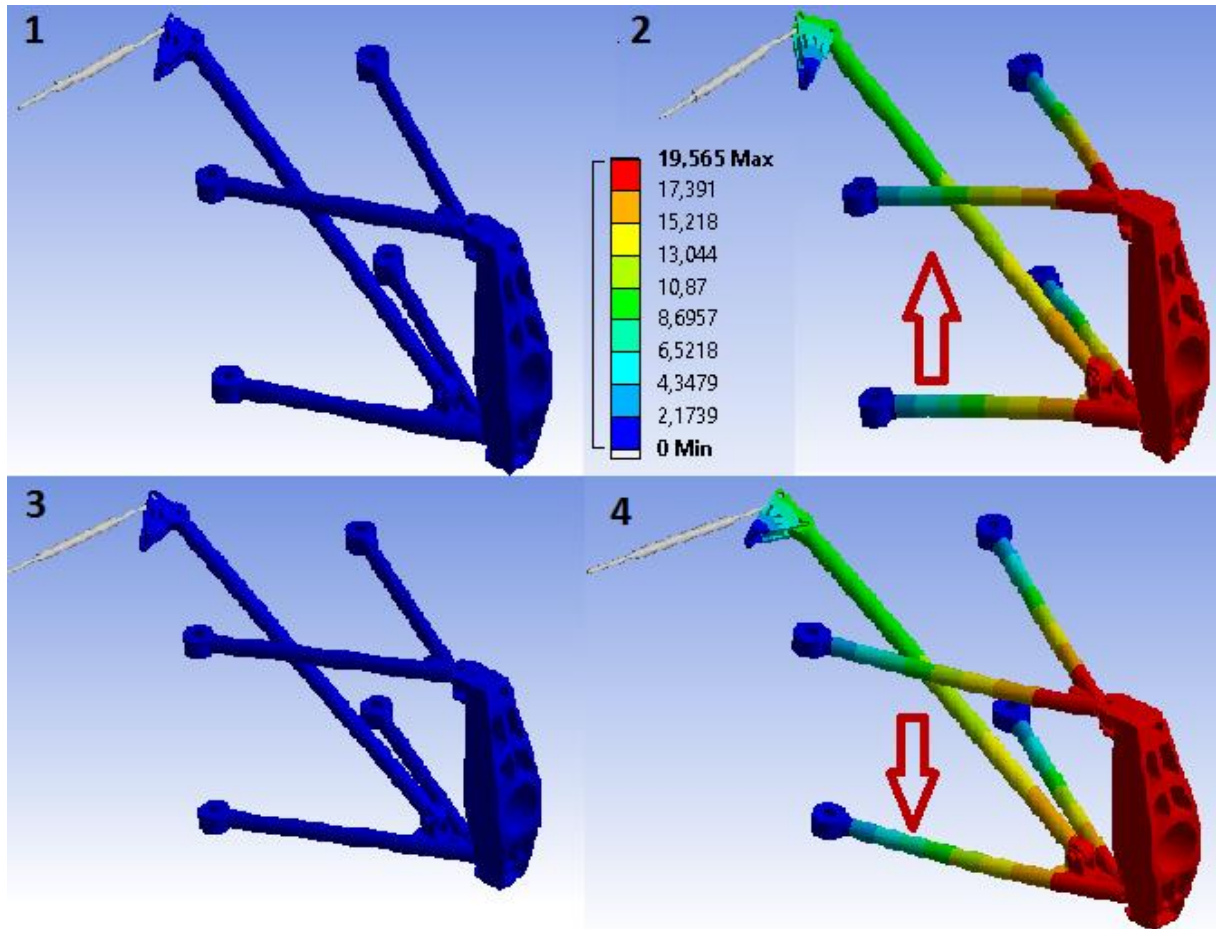


Figura 64. Primeiro modo de vibração em 61,3 Hz.

Não há risco de ocorrência de ressonância com a frequência do primeiro modo em 61 Hz aproximadamente, pois frequências nesta faixa de excitação não ocorrem em pistas de competição.

A Figura 65 mostra os seis modos de vibração da estrutura e suas respectivas frequências associadas.

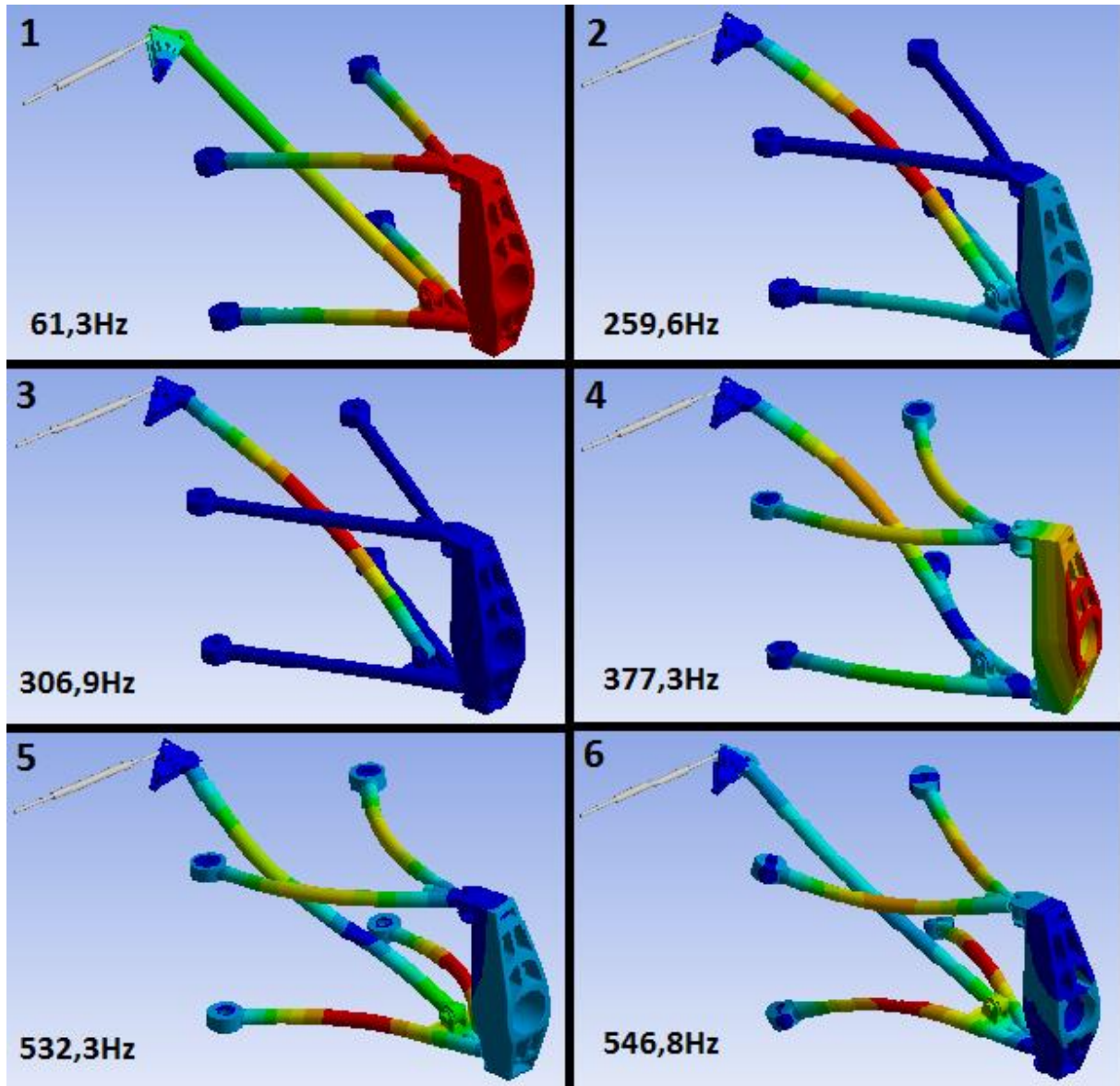


Figura 65. Modos de vibração do sistema.

4.13.2. Análise Harmônica

Nesta etapa de análise do presente trabalho, será possível determinar o comportamento estrutural do sistema de suspensão no domínio da frequência com as mesmas condições de contorno expostas no item 4.11..

Em sua ferramenta de simulação harmônica, o Ansys, permite a obtenção da resposta do elemento ou geometria selecionada gerando assim um gráfico de resposta em frequência médio para cada nó selecionado em uma respectiva direção.

É esperado que nesta fase os gráficos resultantes da seleção das geometrias (função utilizada no módulo Workbench) apresentem picos nas frequências naturais da estrutura.

Determinar locais específicos na geometria da suspensão para gerar gráficos para a análise harmônica depende da análise inicial dos modos de vibração. Deve-se então selecionar então seções que possuam deslocamentos críticos como: manga de eixo, *push rod* e bandejas.

É necessária a definição de parâmetros para o início da simulação, estes são intervalo de análise e número de pontos simulados. Estes dados estão disponíveis na tabela 17.

Tabela 17. Dados da análise harmônica.

Frequência Inicial	0 Hz
Frequência Final	400 Hz
Número de Pontos	35
Valor do Intervalo	11,43 Hz

A seguir são apresentadas as seções escolhidas e suas respectivas análises e discussões. A Figura 66 mostra a seleção da geometria respectiva à manga de eixo.

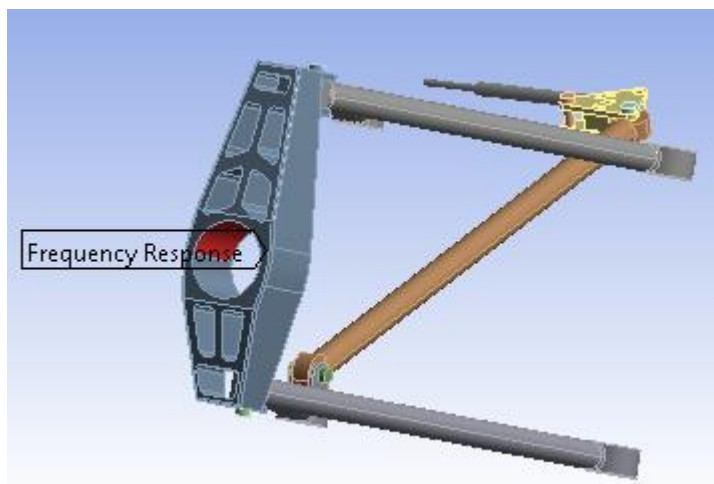


Figura 66. Seção selecionada da manga de eixo para análise harmônica.

Os deslocamentos esperados na manga de eixo não demonstram uma deformação do componente, apenas mostram os deslocamentos respectivos ao movimento natural da suspensão. Esta análise no domínio da frequência é mostrada na figura 67. Os dados deste gráfico estão disponíveis no Anexo III – a.

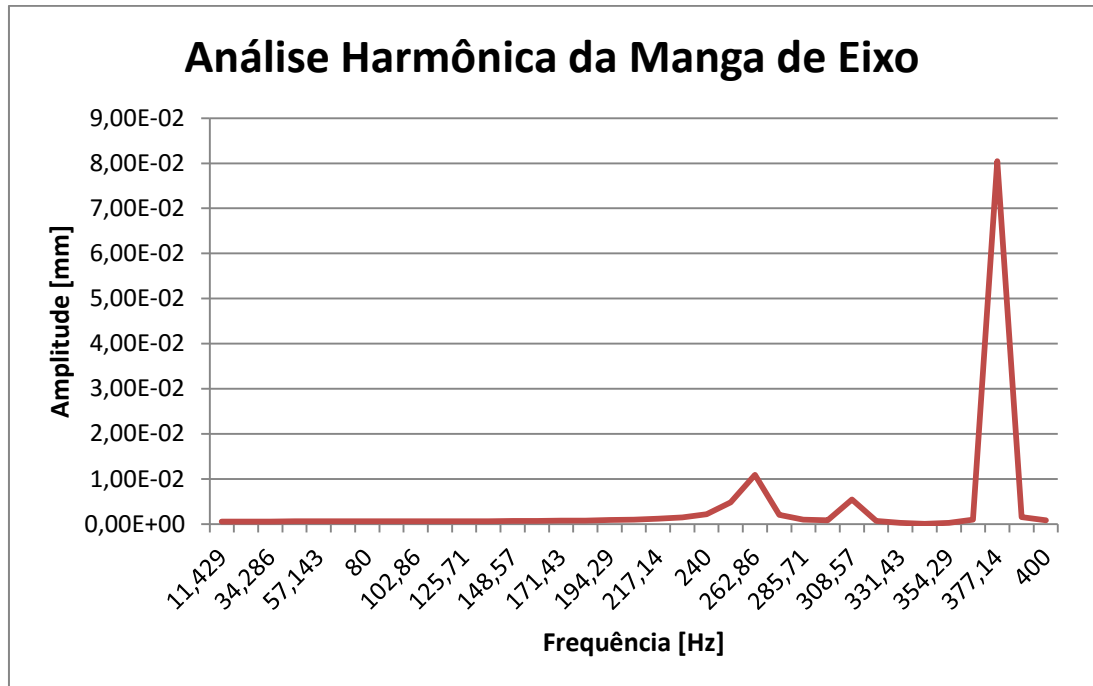


Figura 67. Resposta harmônica da manga de eixo.

Na figura 67 é visualizado o harmônico associado a frequência de 259,6 Hz e também das frequências superiores a esta.

No entanto, frequências desta magnitude são descartadas em condições reais de funcionamento de um veículo de passeio ou competição, logo, não são fatores a ser considerados na análise.

Prosseguindo com a análise dos outros componentes, a Figura 68 mostra a seleção da seção pertencente a uma das bandejas (superior).

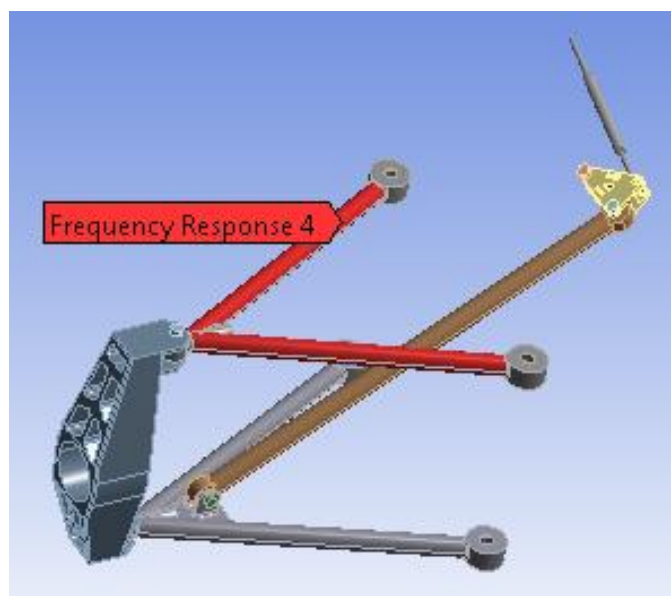


Figura 68. Seção selecionada da bandeja para análise harmônica.

O quarto modo correspondente a 377,3 Hz tem efeito mais importante nas amplitudes das bandejas, em especial na superior. A partir da análise do modo de vibração é possível definir que o eixo X de orientação da estrutura é onde as maiores amplitudes de deslocamento modal ocorrem neste modo de vibração na bandeja superior. Sendo assim, é então este eixo tomado como referência na análise no domínio da frequência deste componente.

A Figura 69 mostra os dados da simulação realizada na seção selecionada da bandeja superior. Todos estes dados estão disponíveis no Anexo III – b.

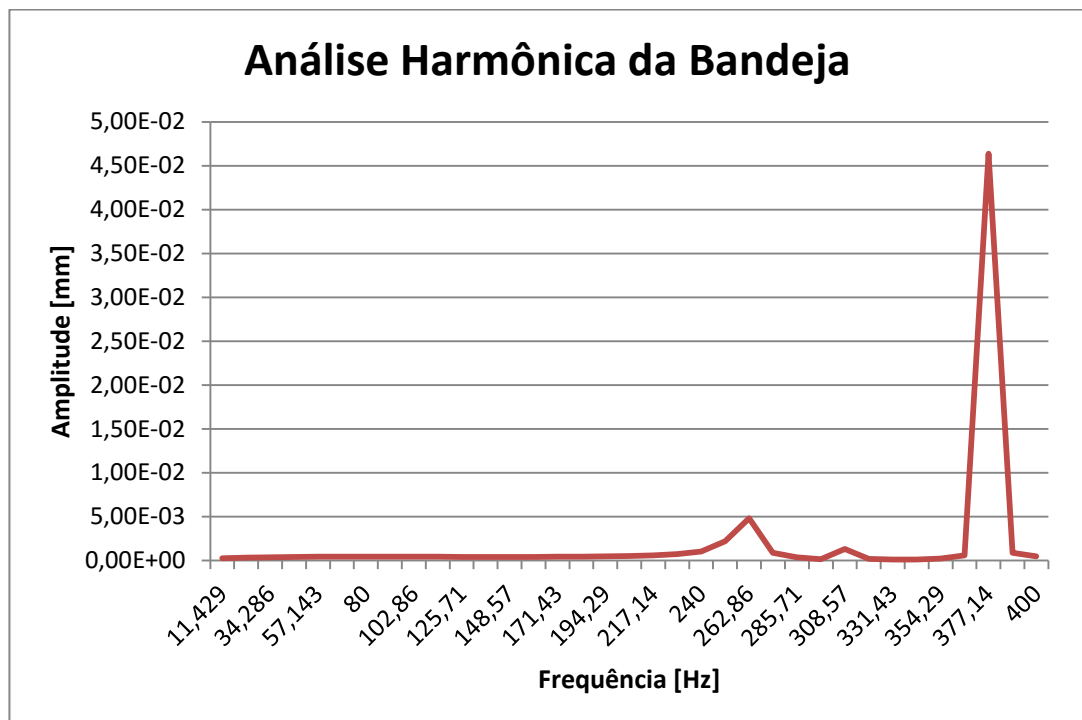


Figura 69. Resposta harmônica da bandeja.

A partir da figura 69 mostrada acima, é possível então observar certas características como picos na amplitude em frequências nos intervalos: 260~270 Hz, 308~320 Hz e 370~385 Hz.

Estes intervalos correspondem às frequências observadas na análise modal do sistema. Como já exposto anteriormente, a frequência correspondente ao quarto modo de vibração já seria esperada para ser a de maior amplitude. Isto pode ser visto no intervalo 370~385 Hz na figura 69.

Como os intervalos de frequências que apresentam as maiores amplitudes possuem valores altos (>200 Hz), esta análise mostra então que dificilmente a frequência de excitação do sistema chegará a tais valores, validando assim este componente da suspensão deste trabalho.

Prosseguindo com as análises, a Figura 70 mostra a seleção correspondente à análise feita no *push rod*.

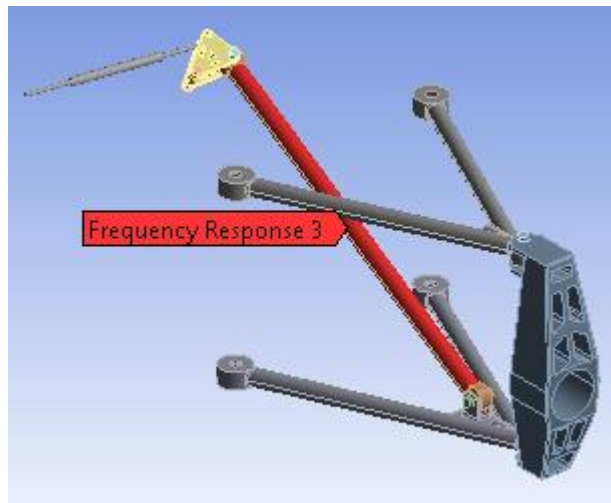


Figura 70. Seção selecionada do *push rod* para análise harmônica.

De acordo com as simulações realizadas e análises modais feitas o *push rod* é o componente mais flexível. O segundo, terceiro e quarto modos de vibração de frequências modais 259,6 Hz, 307 Hz e 377,3 Hz respectivamente provocam as maiores amplitudes deste componente no eixo X da estrutura.

A Figura 71 mostra a análise do *push rod* no domínio da frequência e seus dados estão disponíveis no Anexo III – c.

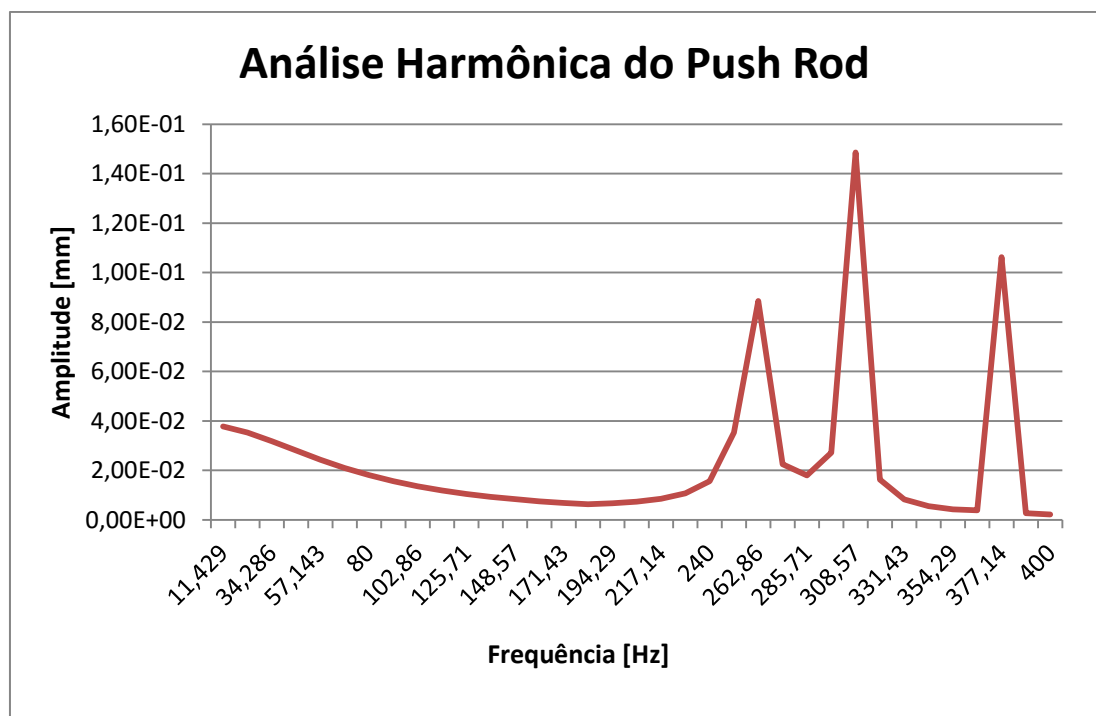


Figura 71. Resposta harmônica do *push rod*.

A Figura 71 apresentada mostra como já discutido, três picos de amplitude nos intervalos: 250~270 Hz, 305~325 Hz e 370~385 Hz aproximadamente. Este resultado mostra as frequências modais do segundo, terceiro e quarto modos no domínio da frequência. Novamente vale ressaltar que tratam-se de valores de frequência muito elevados, cujos modos não são solicitados pelos carregamentos de funcionamento da suspensão.

4.13.3. Análise Transiente

A análise transiente no Ansys fornece a resposta do sistema estrutural no domínio do tempo, apresentando-a de forma completa, tanto a fase transiente inicial como a fase permanente, diferentemente da análise anterior, a Harmônica, que fornece dados somente sobre a fase permanente no domínio da frequência.

4.13.3.1. Força harmônica em frequência de pista

Forças harmônicas são expressas em termos de seno ou de cosseno e tem grande importância em estudos da dinâmica de estruturas. Isso porque, não só ações externas costumam ser idealizadas como harmônicas, como também porque força periódica arbitraria pode ser decomposta em série de funções harmônicas, e força aperiódica pode ser decomposta em distribuição contínua de componentes harmônicos [SORIANO 2014].

No presente estudo, a amplitude da força harmônica aplicada é igual ao valor da carga estática, 1160 N, referentes às simulações de transferências de cargas obtidas nos resultados da dinâmica de veículos.

Como mostrado anteriormente, o valor da primeira frequência natural do sistema é alta para os padrões encontrados em situações reais de pista. Sendo assim, uma função harmônica com frequência mais próxima as excitações da pista (2,5 Hz ou 15,7 rad/s) é utilizada. A equação 23 descreve esta força e a tabela 18 mostra o intervalo da resposta.

$$P(t) = 1160 * \text{sen}(15,7 * t) \quad (23)$$

Tabela 18. Intervalo da força harmônica em frequência de pista.

t inicial	0 s
t final	0,8 s
Passos	40
Intervalo	0,02 s

Os pontos da resposta obtidos nas condições acima são apresentados por meio de interpolação na figura 72.

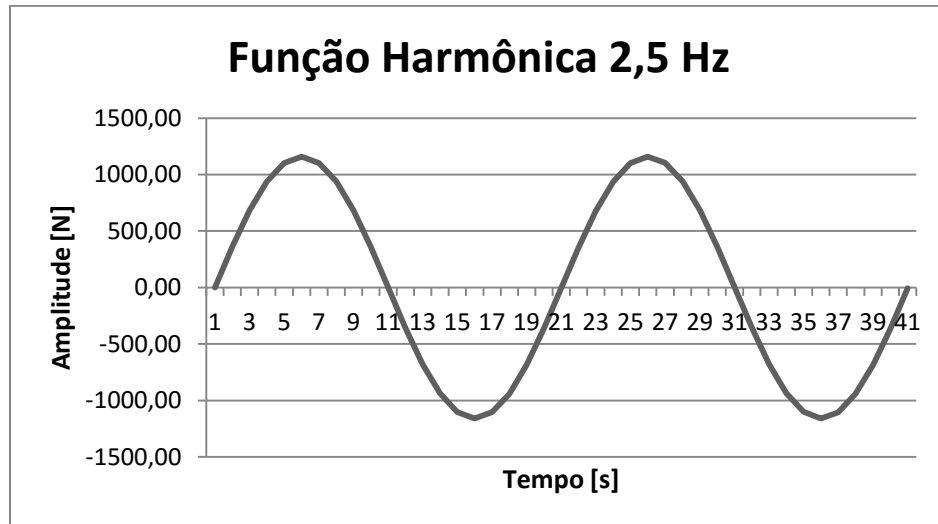


Figura 72. Resposta da função harmônica em 2,5 Hz.

Aplicando as condições de carga impostas e mostradas na figura 72 se obtém as acelerações máximas na seção analisada da manga de eixo que são mostradas na figura 73 e seus dados estão disponíveis no Anexo IV - a.

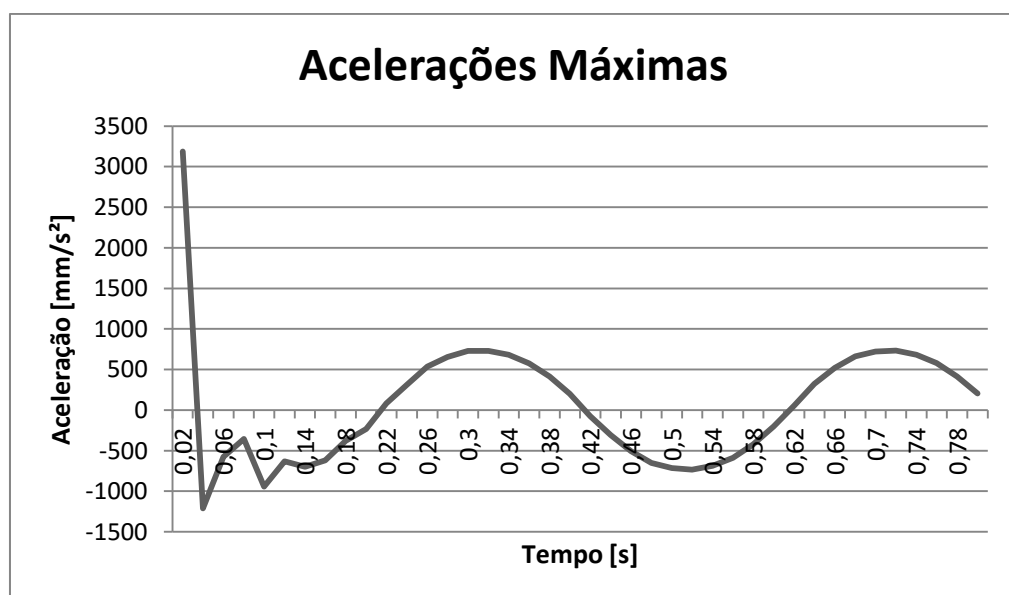


Figura 73. Acelerações sob análise transiente com excitação harmônica em 2,5 Hz.

O intervalo de cálculo realizado no Ansys é de 0,02 s e assim pode ser considerado mais adequado a um perfil real de pista. Nota-se um pico de aceleração logo no primeiro instante de tempo. Isto se deve ao impacto inicial que faz o sistema sair do repouso. O valor em 0 s não foi calculado no Ansys e por isto não é mostrado.

A partir da figura 73 identifica-se a fase transiente e permanente do sistema, onde em 0,18 s aproximadamente ocorre esta transição de fases.

Não é possível notar a dissipação de energia neste caso, pois o intervalo de análise é curto. Para visualizar este efeito é necessário aumentar o intervalo, o que custaria uma grande demanda computacional de cálculo.

4.13.3.2. Função de excitação de ruído branco

As pistas de competição na prática não possuem uma função matemática que as consiga representar fielmente. Na verdade, trata-se de uma excitação não determinística. Para melhor representar o comportamento do sistema pode-se representar o perfil de pista através de uma função ruído branco que é caracterizada como uma função de banda larga, isto é, engloba uma ampla faixa de frequências.

O ruído branco tem por definição a sua potência distribuída uniformemente no espectro de frequência. Na natureza é possível encontrar ruídos com essa característica constante até cerca de 1.000 GHz. Conforme previsto pela teoria quântica para frequências mais altas, a amplitude do ruído decresce. Este tipo de sinal segue uma distribuição gaussiana [Filho 2013].

O software Matlab possui uma função para gerar ruído branco através da definição da constante desejada. Utilizando desta função gera-se então um vetor de 50 linhas com valores distribuídos uniformemente entre um. Divide-se então todos os valores pelo maior encontrado para definir o vetor na faixa de -1 à 1. Então se multiplica este vetor pela amplitude de carga encontrada nos cálculos de transferências de cargas para que então seja possível transferir estes valores de amplitude ao Ansys. A Figura 74 mostra o ruído já multiplicado pela amplitude com intervalos de tempo igual a um segundo.

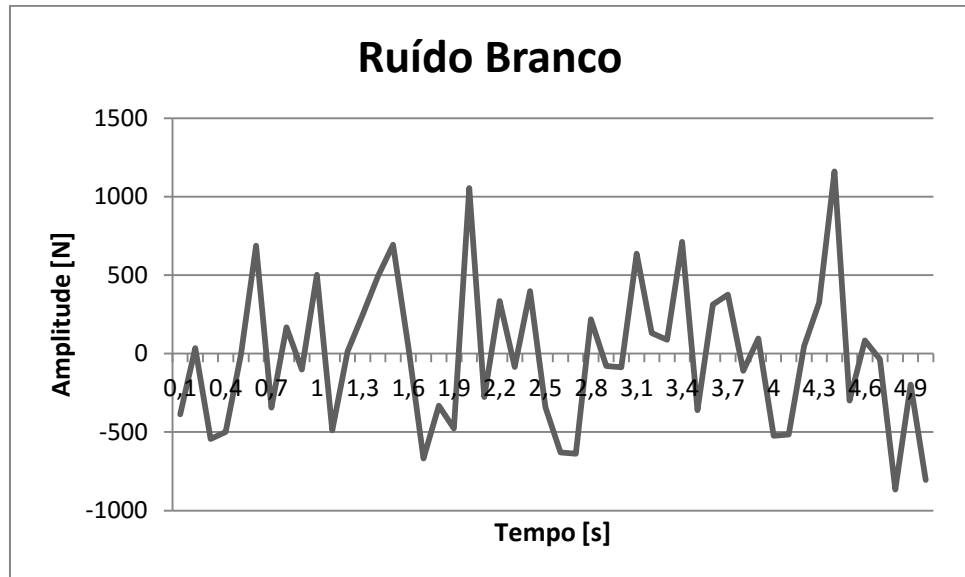


Figura 74. Amplitudes da resposta gerada pelo ruído branco.

Inserindo as amplitudes mostradas na figura 74 gera-se então uma resposta da estrutura em relação às acelerações máximas da seção selecionada na manga de eixo. Este resultado pode ser vista na figura 75 e seus dados estão disponíveis no Anexo IV - b.

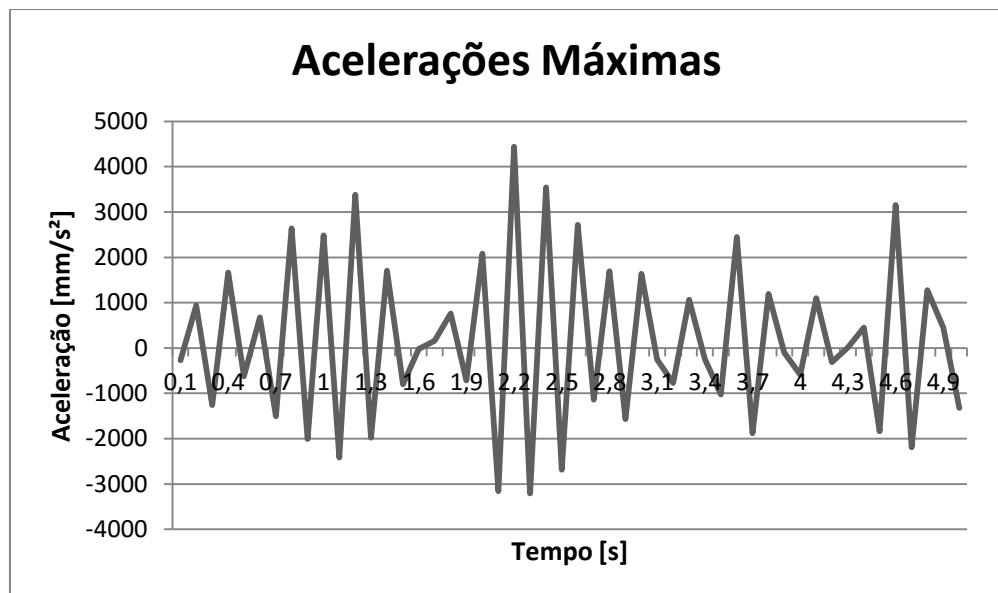


Figura 75. Acelerações sob análise transiente com excitação de um ruído branco.

As acelerações máximas descritas na figura 75 mostram o efeito das cargas no sistema, apresentando acelerações maiores as das outras simulações.

Como o tempo computacional requerido é alto para muitos pontos de análise não é possível determinar a absorção de energia do sistema numa faixa de análise curta.

5. CONCLUSÃO

Ao longo deste trabalho, são apresentados conceitos comumente relacionados à dinâmica de veículos, para tanto, apresenta-se uma revisão bibliográfica da literatura no assunto. Logo, esse trabalho contribui na área do projeto e análise de um sistema de suspensão, utilizando a ferramenta de elementos finitos.

Em busca por uma validação de um sistema de suspensão automotivo, é possível concluir que há a necessidade de se considerar diversos fatores dinâmicos para o desenvolvimento de peças como os braços, *push rods*, *rocker arm* e manga de eixo. Esses fatores são: cambêr (ainda com sua variação), cáster, convergência, CR, CI, CG, entre eixos, bitola, pneu, aro, entre outros. Por conseguinte, a partir desses dados é possível iniciar um projeto e análise de um conjunto de suspensão.

Por meio de uma ampla pesquisa bibliográfica, tornou-se possível definir os parâmetros para o desenvolvimento do conjunto de suspensão abordado no estudo. Para isso, priorizou-se a relação intrínseca dos estudos dinâmicos com fatores de análise estrutural. Pela definição da geometria da suspensão, é possível determinar elementos e limitações para o desenvolvimento de subsistemas da suspensão, como o tamanho dos braços, a sua angulação, os pontos de fixação no chassi e os pontos de ancoragem na manga de eixo. Com o auxílio das simulações numéricas produzidas para transferências de cargas, a angulação do *push rod* pode ser definida para que a transmissão de esforços para o *rocker arm* e amortecedores sejam controladas.

Tratando-se de veículos de alto desempenho, a competição promovida pela SAE Brasil desperta o interesse dos estudantes de engenharia para estudos na área automobilística. Dentre as diversas circunstâncias a serem consideradas no desenvolvimento desses tipos de veículos, a resistência estrutural e peso são fatores importantes para a análise do produto. Assim, definir o modo de fazê-lo e quais as condições ideais para que o carro atinja alto desempenho, são os objetos de estudo desse trabalho. Portanto, a partir das simulações de transferências de cargas, valores foram definidos para serem usados nas simulações estruturais, caracterizando assim, condições de contorno reais, em que, na simulação estrutural, é possível fazer uma suspensão que atenda a todos os requisitos do projeto e que consiga obter um excelente desempenho.

Em relação às simulações de transferência de cargas, valores altos foram gerados. Esse resultado deve-se a alguns fatores como a altura maior do CG, a distribuição de peso e a geometria da suspensão. Portanto, conclui-se que um CG bem baixo é o recomendado para que o conjunto de suspensão dianteira não sofra esforços excessivos devido às transferências de cargas longitudinais e laterais. Cada um dos outros fatores mencionados, também possibilitam a diminuição dos valores das transferências, porém o CG possui uma maneabilidade maior num veículo por meio da disposição mais inteligente de cada um dos seus componentes.

Dessa maneira, a partir das análises relacionadas à dinâmica veicular, tornou-se possível criar uma conexão entre os elementos automotivos e a sua validação estrutural. Em vista disso, os resultados obtidos devido a essa interdependência são capazes de contribuir para a construção de um projeto e o respectivo desenvolvimento de uma suspensão de alto desempenho.

A aplicação do conceito de Pugh no trabalho mostrou-se bem útil por ser uma metodologia ágil e apropriada para escolhas de projetos assim como os de suspensão. A partir da definição de parâmetros de escolha como resistência mecânica, custos e processo de fabricação foi então possível definir o aço SAE 1045 para as bandejas e *push rod*, assim como o alumínio 6061 T6 para o *rocker arm* e manga de eixo.

Definir condições de contorno realistas para simular o sistema é tarefa trabalhosa, mas que deve ser feita de forma minuciosa, para que se obtenha um comportamento plausível do sistema, assim como visto no trabalho. Através de condições de contatos e suportes sem atrito, além de suportes fixos é possível simular o comportamento da suspensão duplo A. Cargas estáticas derivadas de análises da dinâmica veicular demonstram uma confiabilidade maior ao trabalho nesta etapa.

A partir das análises estáticas de tensões, deformações e coeficientes de segurança nota-se que os componentes mais solicitados são os terminais rotulares, que não são objetos de estudo deste trabalho. Sendo assim, todos os componentes da suspensão se encontram abaixo de suas respectivas tensões de escoamento do material. Mas também a partir destas análises é possível observar que alguns componentes estão superdimensionados para o propósito de uma competição automotiva, sendo mais evidente no *push rod*, *rocker arm* e manga de eixo.

Através do software Ansys, foi possível realizar uma análise no domínio da frequência através da ferramenta de análise harmônica, este procedimento pôde ser realizado de forma simples pela complexidade da geometria do sistema proposto, onde a estrutura e condições de contorno são complexas. Verificou-se que os harmônicos com maiores amplitudes estão associados a frequências muito altas (> 200 Hz). A análise então valida o sistema de suspensão para frequências reais de excitação de pistas de competição da fórmula SAE a partir das simulações modais e harmônicas, pois apenas frequências mais baixas são atingidas em tais ambientes como na competição promovida pela SAE.

Para a análise transiente, utilizaram-se como excitação do sistema perfis simplificados de pista, assim como funções harmônicas com frequências mais baixas e a geração de sinais aleatórios dentro de uma faixa desejada, como o ruído branco. As acelerações extraídas dos nós presentes na seção de aplicação de carga na geometria mostram o comportamento da massa não suspensa no tempo. As fases transiente e permanente são identificadas sob a aplicação da força harmônica e na excitação por ruído branco são necessários mais pontos de análise para a simulação convergir ou entrar em regime.

A partir da análise completa da suspensão determina-se então que o sistema possui viabilidade em todas as análises feitas neste trabalho, mas com possibilidade de melhoras ainda visando desempenho do veículo. Para que se validem todos os resultados gerados neste trabalho é sugerido então construir e testar este sistema de suspensão para verificar os efeitos apresentados, com testes destrutivos ou não destrutivos. Assim como diversos componentes mecânicos, a suspensão está sujeita a cargas cíclicas gerando assim fadiga. Este tipo de análise pode ser objeto de estudo em trabalhos futuros, assim como um estudo de otimização estrutural.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANAND, N., SETHI, A., SHARMA, R.** 2014, “Suspension Optimization of Student Formula Race Car”, International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering.
- ANDRADE, A. S.**, 2002, “Coeficientes de segurança”, Slides de Aula de Elementos Orgânicos de Máquinas I da Universidade Federal do Paraná, Curitiba.
- ANDRADE, G. O.**, 2013, “Dimensionamento Geométrico e Análise Elastocinemática de Suspensão Automotiva do Tipo Duplo A”, Projeto de Graduação, UnB, Brasília.
- ALMEIDA, D. A.**, 2012, “Dimensionamento Cinemático e Dinâmico de Suspensão Duplo A”, Projeto de Graduação, UnB, Brasília.
- AZEVEDO, D.F.O.**, 2015, “Apostila de Treinamento Ansys Workbench: Análise Estrutural”, Apostila do curso de Engenharia Mecânica, UMC, São Paulo.
- BEER, F.P., JOHNSTON, E.R.**, 1989, “Resistência dos Materiais”, Segunda Edição, McGraw-Hill, São Paulo.
- BURGE, S.**, 2009, “The System Engineering Tool Box: Pugh Matrix”, Artigo da Burge Hughes Walsh.
- CASTRO, L.**, 1996, “Introdução ao método dos elementos finitos: Elasticidade Plana e Tridimensional”, Apostila da disciplina de Análise de Estruturas II, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Portugal.
- DIXON, J.C.**, 1999, “The Shock Absorber Handbook”, Society of Automotive Engineers, USA.
- FILHO, N. S.**, 2013., “Fundamentos sobre ruídos”, Artigo da Etejl Amplificadores, disponível em <<http://etelj.com/pub/noticias/280715083342.pdf>> Acesso em junho de 2016.
- FREITAS JR., L.M.P.**, 2006, “Estudo da Dinâmica Vertical de uma Suspensão do tipo MacPherson”, Tese de Mestrado, USP, São Carlos.
- GILLESPIE, T.D.**, 1992, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, Society of Automotive Engineers, USA.
- HETAWAL, S., GIRIDHAR, N.S.**, 2014, “Suspension Geometry Optimization and Analysis of Steering Knuckle for Weight Reduction”, International Journal of Engineering Research & Technology.
- JAZAR, R.N.**, 2008, “Vehicle Dynamics: Theory and Application”, Springer, New York, USA.
- KLAVA, B.**, 2003, “Desenvolvimento das Etapas de Análise e Otimização Estrutural de uma Manga de Eixo”, Dissertação de Mestrado da UFSC, Florianópolis.
- LIMA, G. V. F.**, 2013, “Análise Dinâmica via Método dos Elementos Finitos do Estádio Nacional de Brasília”, Tese de Mestrado da Universidade de Brasília.
- LOTTI, R.S., MACHADO, A.W., MAZZIEIRO, E.T., LANDRE JR., J.**, 2006, “Aplicabilidade Científica do Método dos Elementos Finitos”, Artigo Rev. Dent. Press Ortodon. Ortop. Facial, Maringá.
- MILLIKEN, W.F., MILLIKEN, D.L.**, 1995, “Race Car Vehicle Dynamics”, Society of Automotive Engineers, Warrendale, USA.
- NICOLAZZI, L.C., LEAL, L.C.M., ROSA, E.**, 2008, “Uma Introdução a Modelagem quase Estática de Veículos Automotores de Rodas”, Publicação interna do GRANTE, UFSC, Florianópolis.
- SORIANO, H.L.**, 2014, “Introdução à dinâmica das estruturas”, Primeira Edição, Elsevier, Rio de Janeiro.
- SORIANO, H.L.**, 2003, “Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas”, edUSP, São Paulo.
- SORIANO, H.L., LIMA, S.S.**, 2006, “Análise de Estruturas: Método das Forças e Método dos Deslocamentos”, 2ª edição, Ciência Moderna, Rio de Janeiro.

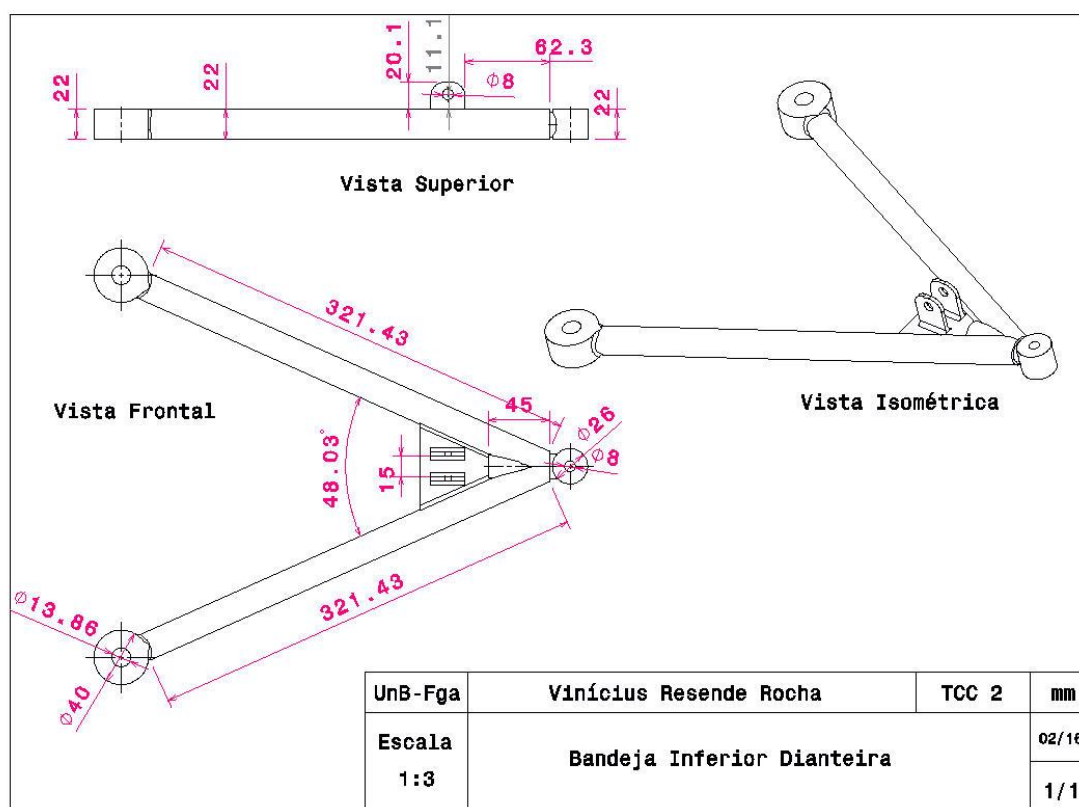
- THACKER, S., BHATT, A.**, 2014, “Design and Analysis Double Wishbone Suspension using Finite Element Analysis”, International Journal for Scientific Research & Development.
- TORRES, R.N.**, 2011, “Contribuição para o Desenvolvimento de uma Suspensão Aplicada a um Veículo Fórmula SAE”, Projeto de Graduação, UnB, Brasília.
- VIVEKANANDAN, N., GUNAKI, A., ACHARYA, C., GILBERT, S., BODAKE, R.** 2014, “Design, Analysis and Simulation of Double Wishbone Suspension System”, International Journal of Mechanical Engineering.

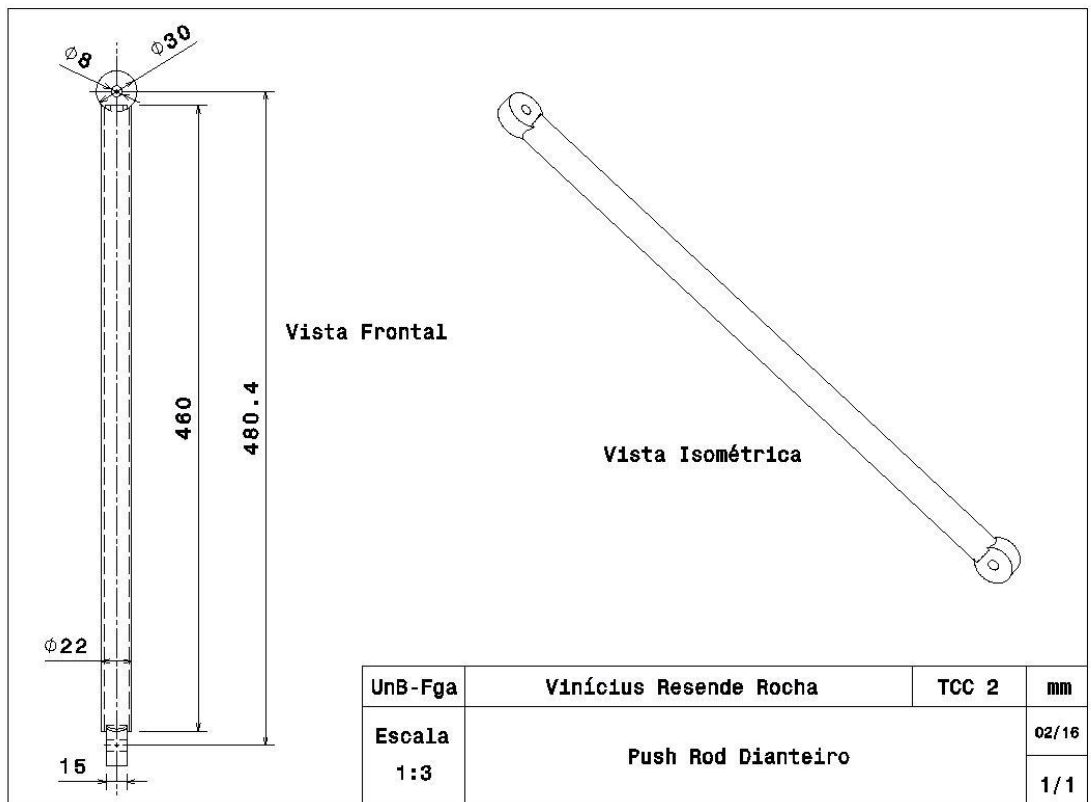
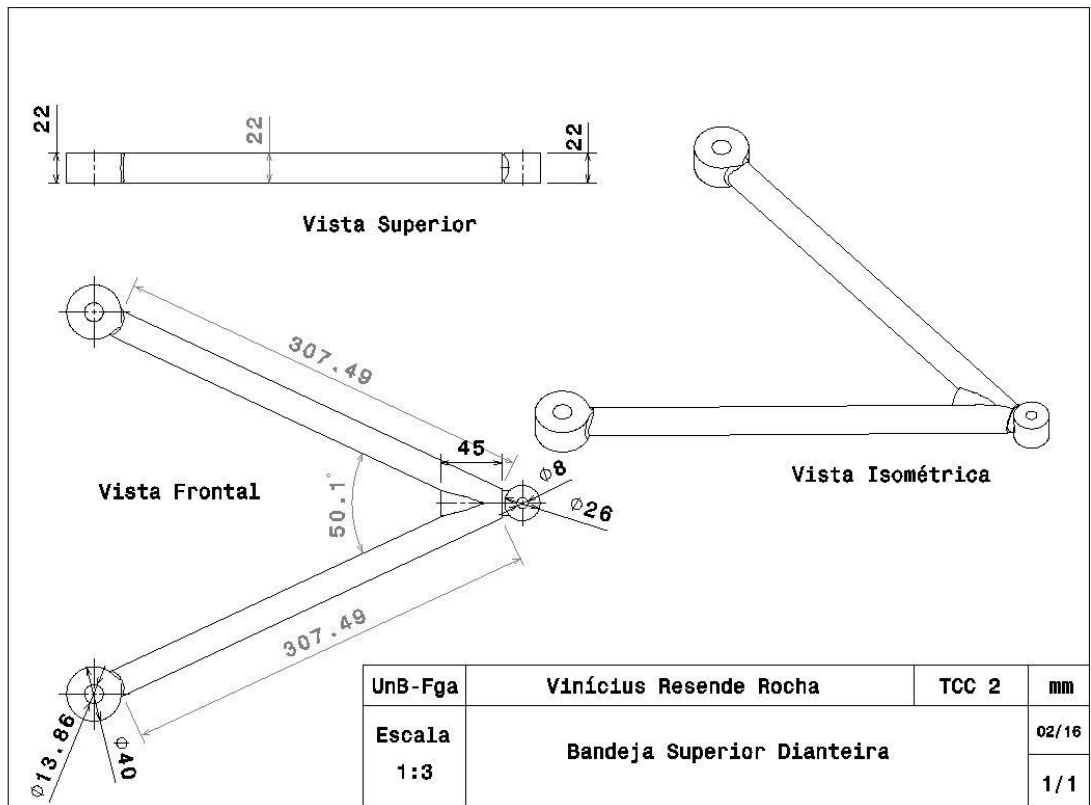
- [1] - Portal SAE Brasil, “O que é o Fórmula?”, disponível em: <http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas_estudantis/formula.aspx> Acesso em Setembro de 2015.
- [2] - Portal Infomotor, “Sistema de Suspensão Automotiva”, disponível em: <<http://www.infomotor.com.br/site/2009/06/sistema-de-suspensao-automotiva/>> Acesso em Setembro de 2015.
- [3] - Portal Autódromo de Curitiba, “Evolução da Suspensão Automotiva”, disponível em: <<http://www.autodromodecuritiba.com.br/blog/curiosidades/evolucao-da-suspensao-automotiva/>> Acesso em Setembro de 2015.
- [4] - Portal Rede Oficinas Brasil, “Suspensão”, disponível em: <<http://redeoficinabrasil.com.br/suspensao>> Acesso em Setembro de 2015.
- [5] - Portal Oficina Brasil, “Os Diferentes Tipos de Suspensão: Sistema Double Wishbone”, disponível em: <<http://www.oficinabrasil.com.br/consultor-ob/1171-parte-2--os-diferentes-tipos-de-suspensao-sistema-double-wishbone>> Acesso em Agosto de 2015.
- [6] - Portal USP, “Projeto Fórmula”, disponível em: <http://www.usp.br/ldsv/?page_id=398> Acesso em Setembro de 2015.
- [7] - Portal SAE, “2015 Formula SAE Rules”, disponível em: <http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf> Acesso em Agosto de 2015.
- [8] - Portal University of Colorado Boulder, “The Quadratic Tetrahedron”, disponível em: <<http://www.colorado.edu/engineering/CAS/courses.d/AFEM.d/AFEM.Ch10.d/AFEM.Ch10.pdf>> Acesso em Abril de 2016.
- [9] - Portal Denversa, “Aços Estruturais”, disponível em: <<http://www.denversa.com.br/site/files/produtos/ba34aa7ebb8e04f694a76c816cee0afc.pdf>> Acesso em Abril de 2016.
- [10] - Portal Comercial Gerdau, “Catálogo de produtos”, disponível em: <<https://www.comercialgerdau.com.br/pt/productsservices/products/Document%20Gallery/catalogo-produtos-cg.pdf>> Acesso em Abril de 2016.
- [11] - Portal Alumaticopper, “Informações Técnicas: Alumínio 6061”, disponível em: <http://www.alumaticopper.com.br/pdf/aluminio/info-tec-alumi_aluminio_6061.pdf> Acesso em Abril de 2016.
- [12] - Portal GGD Metals, “Alumínio”, disponível em: <<http://www.ggdmetals.com.br/cat/aluminio.pdf>> Acesso em Abril de 2016.

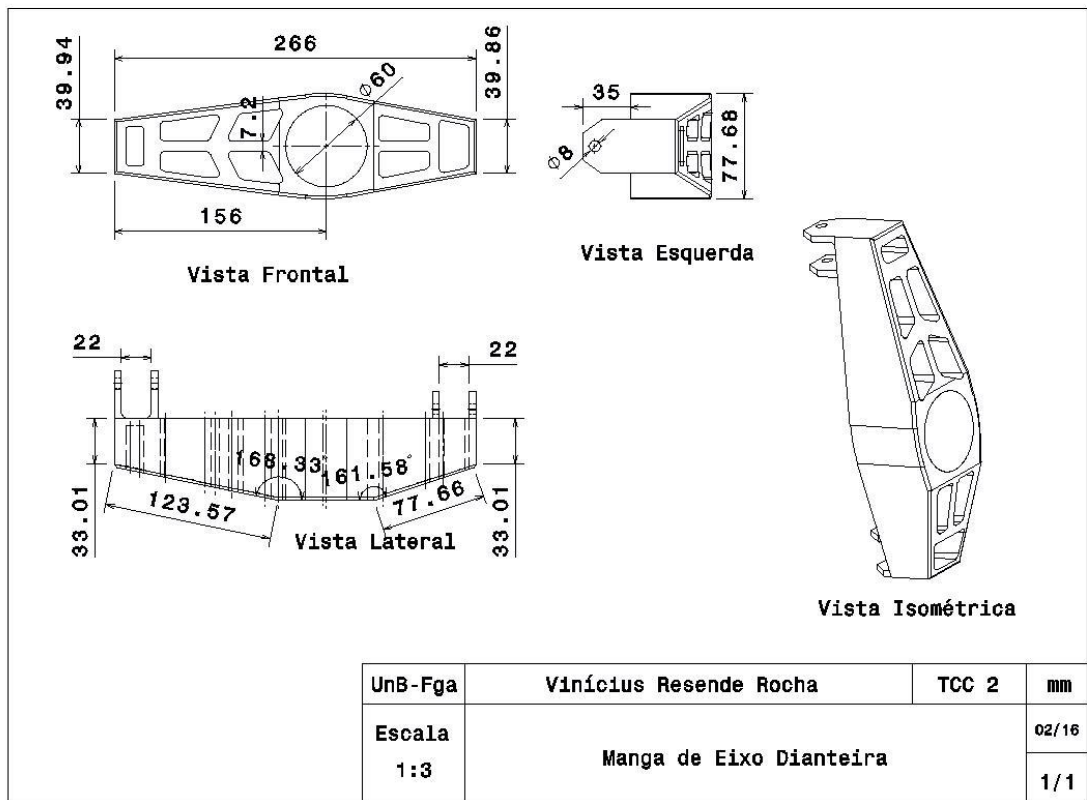
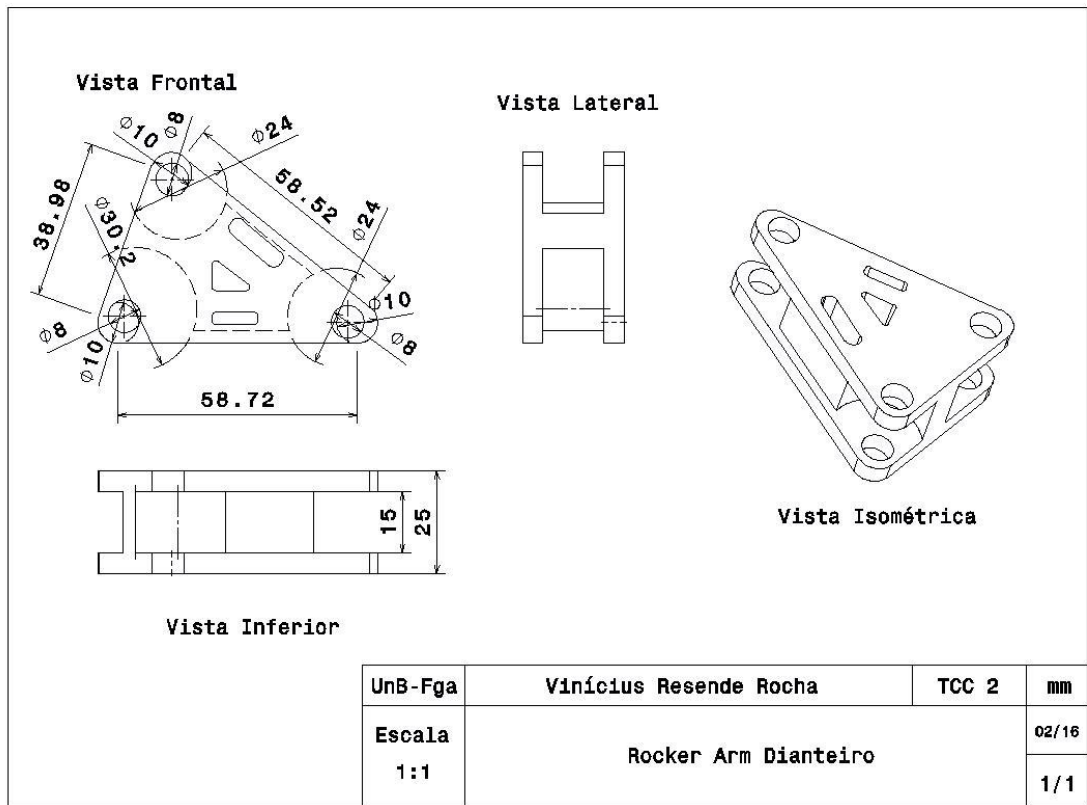
ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Projetos detalhados em escala dos componentes da suspensão analisada.	105
Anexo II	Código do Matlab para cálculo de transferências de cargas laterais e longitudinais.	108
Anexo III	Dados das análises harmônicas na manga de eixo, bandeja superior e <i>push rod</i> .	109
Anexo IV	Acelerações máximas das análises transientes.	111

Anexo I – Projetos detalhados em escala dos componentes da suspensão analisada.







Anexo II – Código do Matlab para cálculo de transferências de cargas laterais e longitudinais.

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
                CALCULO DAS TRANSFERENCIAS DE CARGAS      %%%%%%%%%%
                TRANSVERSAIS (DELTAW) E                  %%%%%%%%%%
                LONGITUDINAIS (DELTAWx) DEVIDO A UMA CURVA%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%ESTE PROGRAMA É UTILIZADO PARA CALCULAR AS TRANSFERENCIAS DE CARGAS
%ASSOCIADAS A UMA CURVA (TRANSF. TRANSVERSAIS E LONGITUDINAIS)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
                INSIRA OS VALORES DE CARGA,              %%%%%%%%%%
                COMPRIMENTO DO EIXO, ALTURA DO CG,      %%%%%%%%%%
                ACELERAÇÃO LATERAL                       %%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
clear all
clc
%I)

    %Onde:
    %W = Carga
    %Ay = Aceleração Lateral
    %t = comprimento dos eixos
    %h = altura do CG
        W = 650; %?[lb]
        h = 1.05; %?[ft]
        t = 3.773; %?[ft]
        Ay = 35/32.2; %?[ft/sec^2] mas eh 15 em aceleracao, 62
supondo a desaceleracao de 10m/s2

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
                INSIRA OS VALORES DE                      %%%%%%%%%%
                ACELERAÇÃO LONGITUDINAL E                %%%%%%%%%%
                COMPRIMENTO ENTRE EIXOS                  %%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%II)

    %Onde:
    %ax = aceleração longitudinal
    %l = DISTANCIA ENTRE EIXOS
        ax = 45;%73.02; %? (ft./sec^2) suposicao
        Ax = ax./32.2; %(g)
        l = 5.102; %?

%III)

    %TOMANDO COMO ORIGEM O CENTRO DA FACE DIANTEIRA DA RODA DIREITA COMO SENDO
    %O PONTO DA ORIGEM (O):

    %ENCONTRA-SE CARGA APARTIR DE O:
    %Onde:
    %WL = Carga na Roda Esquerda
    %Ay = Aceleração Lateral
    %t = comprimento dos eixos
    %h = altura do CG
        WL = (W.*Ay.*h)./t

    %ENCONTRA-SE A FRACAO TOTAL LATERAL DAS CARGAS TRANSFERIDAS DA
    %CARGA TOTAL (LLT):
        LLT = (Ay.*h)./t

    %COM ISSO O VALOR DO INCREMENTO DE CARGA DO LADO ESQUERO DE DE

```

%PERDA DO LADO DIREITO DEVIDO A CURVA É DADO POR:
 $\Delta W = W \cdot L L T$

%IV)

%TOMANDO ax positivo como sendo uma aceleração longitudinal gerada pela tração e -ax como sendo a mesma gerada pela frenagem. ENCONTRA-SE A %TRANSFERENCIA DE CARGA LONGITUDINAL COMO SENDO:
 $\Delta W_x = (h./l) \cdot (W \cdot A_x)$

Anexo III – Dados das análises harmônicas na manga de eixo, bandeja superior e push rod.

a - Dados da análise harmônica da manga de eixo.

Frequência [Hz]	Amplitude [N]	Frequência [Hz]	Amplitude [N]
11,429	5,72E-04	217,14	1,19E-03
22,857	5,79E-04	228,57	1,51E-03
34,286	5,92E-04	240	2,21E-03
45,714	6,01E-04	251,43	4,80E-03
57,143	6,06E-04	262,86	1,09E-02
68,571	6,08E-04	274,29	2,08E-03
80	6,08E-04	285,71	9,77E-04
91,429	6,09E-04	297,14	8,24E-04
102,86	6,12E-04	308,57	5,46E-03
114,29	6,18E-04	320	6,84E-04
125,71	6,29E-04	331,43	2,69E-04
137,14	6,45E-04	342,86	2,94E-05
148,57	6,69E-04	354,29	3,00E-04
160	7,00E-04	365,71	9,99E-04
171,43	7,44E-04	377,14	8,05E-02
182,86	8,03E-04	388,57	1,52E-03
194,29	8,86E-04	400	8,28E-04
205,71	1,01E-03		

b – Dados da análise harmônica da bandeja superior.

Frequência [Hz]	Amplitude [N]	Frequência [Hz]	Amplitude [N]
11,429	2,82E-04	217,14	6,04E-04
22,857	3,34E-04	228,57	7,39E-04
34,286	3,87E-04	240	1,04E-03
45,714	4,25E-04	251,43	2,19E-03
57,143	4,47E-04	262,86	4,84E-03
68,571	4,56E-04	274,29	8,88E-04
80	4,56E-04	285,71	3,84E-04
91,429	4,52E-04	297,14	1,72E-04
102,86	4,45E-04	308,57	1,32E-03
114,29	4,38E-04	320	2,08E-04
125,71	4,32E-04	331,43	1,06E-04
137,14	4,29E-04	342,86	1,13E-04
148,57	4,28E-04	354,29	2,34E-04
160	4,32E-04	365,71	6,06E-04
171,43	4,41E-04	377,14	4,64E-02
182,86	4,58E-04	388,57	8,86E-04
194,29	4,85E-04	400	5,00E-04
205,71	5,30E-04		

c – Dados da análise harmônica do *push rod*.

Frequência [Hz]	Amplitude [N]	Frequência [Hz]	Amplitude [N]
11,429	3,78E-02	217,14	8,47E-03
22,857	3,53E-02	228,57	1,07E-02
34,286	3,19E-02	240	1,57E-02
45,714	2,80E-02	251,43	3,52E-02
57,143	2,43E-02	262,86	8,85E-02
68,571	2,10E-02	274,29	2,24E-02
80	1,81E-02	285,71	1,79E-02
91,429	1,56E-02	297,14	2,71E-02
102,86	1,36E-02	308,57	0,14852
114,29	1,19E-02	320	1,62E-02
125,71	1,05E-02	331,43	8,20E-03
137,14	9,29E-03	342,86	5,48E-03
148,57	8,33E-03	354,29	4,22E-03
160	7,52E-03	365,71	3,81E-03
171,43	6,86E-03	377,14	1,06E-01
182,86	6,35E-03	388,57	2,68E-03
194,29	6,67E-03	400	2,13E-03
205,71	7,32E-03		

Anexo IV – Acelerações máximas das análises transientes.**a - Função harmônica de frequência = 2,5 Hz.**

Tempo [s]	Aceleração [mm/s²]	Tempo [s]	Aceleração [mm/s²]
0,02	3188	0,42	-74,101
0,04	-1212,4	0,44	-309,79
0,06	-575,12	0,46	-506,53
0,08	-353,63	0,48	-653,13
0,1	-943,01	0,5	-715,91
0,12	-630,18	0,52	-733,36
0,14	-697,47	0,54	-686,66
0,16	-617,95	0,56	-589,55
0,18	-379,32	0,58	-422,04
0,2	-233,09	0,6	-200,98
0,22	82,079	0,62	53,588
0,24	309,99	0,64	324,65
0,26	535,55	0,66	522,14
0,28	654,36	0,68	661,24
0,3	729,2	0,7	723,18
0,32	729,2	0,72	733,72
0,34	683,45	0,74	680,73
0,36	575,19	0,76	579,31
0,38	412,91	0,78	412,78
0,4	199,04	0,8	202,91

b – Resposta ao ruído branco.

Tempo [s]	Acelerações [mm/s ²]	Tempo [s]	Acelerações [mm/s ²]
0,1	-272,41	2,6	2714,8
0,2	939,85	2,7	-1139,3
0,3	-1261,1	2,8	1696,4
0,4	1663,4	2,9	-1571,5
0,5	-620,83	3	1634,7
0,6	677,38	3,1	-258,39
0,7	-1504,6	3,2	-768,94
0,8	2640,4	3,3	1068
0,9	-2009,4	3,4	-243,16
1	2485,7	3,5	-1022,6
1,1	-2413,3	3,6	2447,8
1,2	3382,6	3,7	-1877,4
1,3	-1978,8	3,8	1190,6
1,4	1704,2	3,9	-101,58
1,5	-799,02	4	-589,3
1,6	-22,423	4,1	1098,9
1,7	159,13	4,2	-310,59
1,8	759,09	4,3	12,704
1,9	-718,17	4,4	448,38
2	2078,3	4,5	-1840,7
2,1	-3154,5	4,6	3151,7
2,2	4441,8	4,7	-2190
2,3	-3207,8	4,8	1276,6
2,4	3540,1	4,9	448,09
2,5	-2687,7	5	-1320