

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DA MANGA DE EIXO DE UM
PROTÓTIPO DO TIPO FORMULA SAE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Fernando Machado leal

**Santa Maria, RS, Brasil
2015**

PROJETO DA MANGA DE EIXO DE UM PROTÓTIPO DO TIPO FORMULA SAE

Fernando Machado Leal

Trabalho apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica, da
Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito
parcial para obtenção do grau de **Engenheiro Mecânico**.

Orientador Prof. Inácio Fontoura Limberger, Dr. Eng.

Santa Maria, RS, Brasil

2015

**Universidade Federal de Santa Maria
Centro de Tecnologia
Curso de Engenharia Mecânica**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o Trabalho de
Conclusão de Curso

**PROJETO DA MANGA DE EIXO DE UM PROTÓTIPO
DO TIPO FORMULA SAE**

elaborado por
Fernando Machado Leal

como requisito parcial para obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico

COMISSÃO EXAMINADORA:

Inácio Fontoura Limberger, Dr. Eng.
(Presidente/Orientador – Universidade Federal de Santa Maria)

Mario Eduardo Santos Martins, Ph.D
(Universidade Federal de Santa Maria)

Fernando Mariano Bayer, Msc.
(Universidade Federal de Santa Maria)

Santa Maria, 17 de dezembro de 2015.

O impossível é só uma questão de opinião

(Alexandre Magno Abrão)

AGRADECIMENTOS

Inicialmente, agradeço aos meus pais, Luiz Fernando Rodrigues Leal e Leaneti Fouchard Machado, que sempre me deram total apoio para seguir os meus sonhos e objetivos de vida. Obrigado por compreenderem minha ausência para que pudesse dedicar meu tempo à faculdade, sendo que hoje posso retribuir com a alegria de minha formação acadêmica. Da mesma forma agradeço à minha família por todo carinho e suporte, embora hoje, infelizmente, uma parte está vendo meu triunfo lá de cima.

À minha namorada, Jullia Martinez, que acompanhou de perto toda a jornada e sempre me apoiou e ajudou a passar as fases mais difíceis da faculdade, acreditando nos meus sonhos.

À equipe Formula UFSM por ter sido minha segunda família e local onde realizei boa parte dos meus sonhos de criança, que da mesma forma me proporcionou grande aprendizado profissional e pessoal.

A todos os integrantes que fizeram parte da equipe até o momento e que tive a honra de compartilhar conhecimento de diversas áreas da engenharia.

Ao meu Professor orientador, Inácio Limberger, que me deu apoio para a realização do trabalho e sempre esteve disponível durante toda a faculdade para ensinar novos conteúdos e sanar dúvidas.

Ao professor Fernando Bayer por ter transmitido conhecimento, emprestando o motor de sua moto, acompanhado durante os dias da semana, sábados, domingos e feriados, os problemas de elétrica do Formula e até mesmo dado conselhos de vida durante a formação acadêmica.

Ao professor Mario Eduardo por ter abençoado minha carreira acadêmica com a implantação do projeto Formula UFSM no ano de 2010, que sem o qual não seria a mesma. Da mesma forma que sempre me incentivou a quebrar barreiras e provar que nada vence o trabalho e a dedicação.

A todo corpo docente da UFSM que realmente enxerga as qualidades do projeto Formula e que se esforça da maneira que pode para ajudar no crescimento da equipe.

RESUMO

Trabalho de Conclusão de Curso
Curso de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Maria

PROJETO DA MANGA DE EIXO DE UM PROTÓTIPO DO TIPO FORMULA SAE

AUTOR: FERNANDO MACHADO LEAL

ORIENTADOR: INÁCIO FONTOURA LIMBERGER

Data e Local da Defesa: Santa Maria, 17 de dezembro de 2015.

Em automóveis, a manga de eixo é a peça que tem como função conectar os braços de suspensão com a roda, permitindo esterçamento no eixo dianteiro. Além disso, transmite os esforços advindos das imperfeições, aclives e declives do solo para o chassi. Nesse sentido, o objetivo deste trabalho foi projetar estruturalmente a manga de eixo do sistema de suspensão do 7º protótipo da Equipe Formula UFSM de Formula SAE, sendo esta uma competição de engenharia que permite aos alunos de graduação projetar, fabricar e concorrer entre universidades. Para tanto, os parâmetros de funcionalidade e pontos de pivotamento foram definidos por um estudo prévio de dinâmica veicular. Os esforços de carregamento para simulação computacional foram retirados de dados específicos do pneu, massa do protótipo e acelerações longitudinais e laterais típicas. O processo de fabricação e escolha de materiais foi definida a partir dos limitantes do projeto e análise computacional com foco no alívio de massa e diminuição do número de componentes fixadores. As metas de melhoramento foram definidas com base em projetos anteriores e banco de dados coletados em pista. Para modelagem 3D foi utilizado o software *Solidworks®*. A partir de um conceito otimizado de manga de eixo a peça foi importada para o software *Ansys®* onde foi realizada uma série de análises em Elementos Finitos para otimização de massa e decomposição de cargas. A partir de uma visualização dos carregamentos e tensões máximas o material restou definido.

Palavras-chave: Formula SAE. Manga de eixo. Elementos Finitos. Alívio de massa.

ABSTRACT

Course Conclusion Work
Mechanical Engineering Course
Federal University of Santa Maria

DESIGN OF A FORMULA STUDENT UPRIGHT

AUTHOR: FERNANDO MACHADO LEAL

ADVISER: INÁCIO FONTOURA LIMBERGUER

Date and Place of Defense: Santa Maria, December 17th, 2015.

In automobiles, the upright is the part that has as function connect the suspension arms with the wheel, allowing steering in the front axle. In addition, it transmits from the ground imperfections, uphill and downhill to the frame. The purpose of this work is to design structurally the upright of 7° prototype of the Formula UFSM Team. Formula Student is an engineering competition that allows undergraduate students to design, fabricate and compete among universities. Therefore, the functionality parameters and hard points are defined by a previous study of vehicle dynamics. The efforts of loading to computer simulation were taken from tire-specific data, the mass of the prototype and longitudinal and lateral acceleration. The manufacturing process and choice of materials was defined on the basis of the project and limiting computational analysis with focus on decreasing mass and reducing the number of fasteners. The improvement goals was set based on previous projects and database collected on track. For 3D modeling was used Solidworks ® software. From an optimized concept of the upright imported into the software Ansys ® where is held a series of finite element analysis for optimization of mass and load decomposition. From a viewing of maximum loads and strains the material was set.

Key-Words: Formula Student. Upright. Finite element analysis. Mass reduction.

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 – Classificação nas Competições Nacionais.....	12
Figura 02 – Localização das mangas de eixo no 6º protótipo Celeris.	13
Figura 03 – Suspensão do 6º protótipo Formula UFSM – Celeris.....	14
Figura 04 – Exemplos de mangas de eixo: a) ferro fundido/ aço forjado; b) alumínio fundido c) Usinagem CNC a partir de bloco de alumínio.....	15
Figura 05 – Camber.	16
Figura 06 – a) Cáster positivo; b) Cáster zero; c) Cáster negativo.....	17
Figura 07 – Inclinação do pino mestre.	17
Figura 08. Balanço energético.....	19
Figura 09 – Kosmos Series.	23
Figura 10 – Montagem cubo de roda.	24
Figura 11. Especificações do rolamento.	25
Figura 12 – Diagrama constante da velocidade em relação ao tempo (Retirado de Limpert, 2011).	29
Figura 13 Forças atuando em um veículo de dois eixos desacelerando. (Fonte Limpert).	32
Figura 14 – Gráfico do fator de frenagem em relação ao coeficiente de atrito das pastilhas de freio (Gillespie).	33
Figura 15. Forças agindo sobre o eixo dianteiro.	35
Figura 16. Ação das forças sobre a manga de eixo em condição de curva.	37
Figura 17. Carregamentos atuantes na manga de eixo.	37
Figura 18. Principais elementos utilizados em malhas.....	44
Figura 19. Parâmetros de malha software Ansys.....	45
Figura 20. Visualização da malha	45
Figura 21. Pontos de fixação.....	46
Figura 22. Força pneu solo.....	47
Figura 23. Torque de frenagem.....	48
Figura 24. Força peso	49
Figura 25. Tensões frenagem	50
Figura 26. Carregamento em curva.....	51
Figura 27. Carregamento vertical	52
Figura 28. Tensões curva.....	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Somatório das provas.....	11
Tabela 2 – Método de fixação da roda.....	24
Tabela 3 – Parâmetros geométricos do veículo.....	28
Tabela 4 - Matriz de decisão.....	43
Tabela 5 - Características do material.....	53

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	121
1.1 Formula SAE	121
1.2 Formula UFSM	12
1.3 Objetivo Geral	13
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1 Manga de Eixo	14
2.1.1 Conceitos de manga de eixo	15
2.2 Camber	15
2.3 Cáster	16
2.4 Inclinação do pino mestre	17
2.5 Alívio de massa	18
3 METODOLOGIA	21
3.1 Requisitos de projeto	21
3.2 Limitantes de espaço	22
3.2.1 Dimensões de roda	22
3.2.2 Rolamentos	24
4 ANÁLISE ESTRUTURAL	26
4.1 Frenagem	26
4.2 Curva	35
4.3 Processos de Fabricação	38
4.3.1 Usinagem CNC	38
4.3.2 Fundição	39
4.3.3 Soldagem em chapas	40
4.3.4 Matriz de decisão	41
5 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	43
5.1 Método dos Elementos Finitos (MEF)	43
5.2 Malha	44
5.2.1 Frenagem	46

5.2.2 Curva.....	50
5.3 Material Utilizado	53
6 CONCLUSÃO	55
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	57
8 REFERÊNCIAS	58

1. INTRODUÇÃO

1.1 Formula SAE

A competição Formula SAE visa o desenvolvimento de um protótipo monoposto de alta performance do tipo fórmula, com o objetivo de motivar alunos dos cursos de engenharia a trabalharem em projetos de sistemas automotivos, tendo como principal desafio competir em provas estáticas e dinâmicas entre as universidades participantes.

Durante a competição, os alunos são avaliados em vários aspectos referentes aos seus projetos, como por exemplo, o custo de manufatura e manutenção, dimensionamento dos componentes, escolha de materiais, requisitos de atratividade e métodos de prevenção contra falhas.

A apresentação de projeto é feita livremente a partir de tabelas, memoriais de cálculos, dados de instrumentação e demais dispositivos que possam incrementar a pontuação, sendo importante mencionar que o sistema de pontuação é dividido em parte estática e dinâmica, perfazendo um somatório total de 1000 pontos conforme a tabela a seguir:

Tabela 1 – Somatório das provas

Dimen	Custo e manufatura	100
	Apresentação de Marketing	75
	Apresentação de Projeto	150
PROVAS DINÂMICAS	Aceleração	75
	Autocross	150
	Skid pad	50
	Enduro	300
	Eficiência	100
TOTAL		1000

Com a análise do quadro de pontuação, nota-se a grande relevância da manga de eixo, que é desenvolvida neste trabalho, em:

- Custo e manufatura e
- Apresentação de projeto.

Além disso, tal peça possui grande importância em todas as provas dinâmicas quando se trata de funcionalidade, confiabilidade e baixo peso.

1.2 Formula UFSM

A equipe Formula UFSM foi fundada em 2010 por um grupo de estudantes das engenharias. Atualmente possui dois vice-campeonatos nacionais e duas participações na competição internacional Formula SAE West Lincoln nos Estados Unidos. Hoje a equipe conta com aproximadamente 25 integrantes distribuídos em subsistemas de acordo com suas habilidades. Até o momento, foram projetados e fabricados seis protótipos, sendo que a peça desenvolvida neste trabalho é referente ao 7º protótipo que participou da 12ª Competição de Formula SAE Brasil.

O gráfico abaixo mostra a evolução dos resultados classificatórios entre os anos de 2010 a 2014.

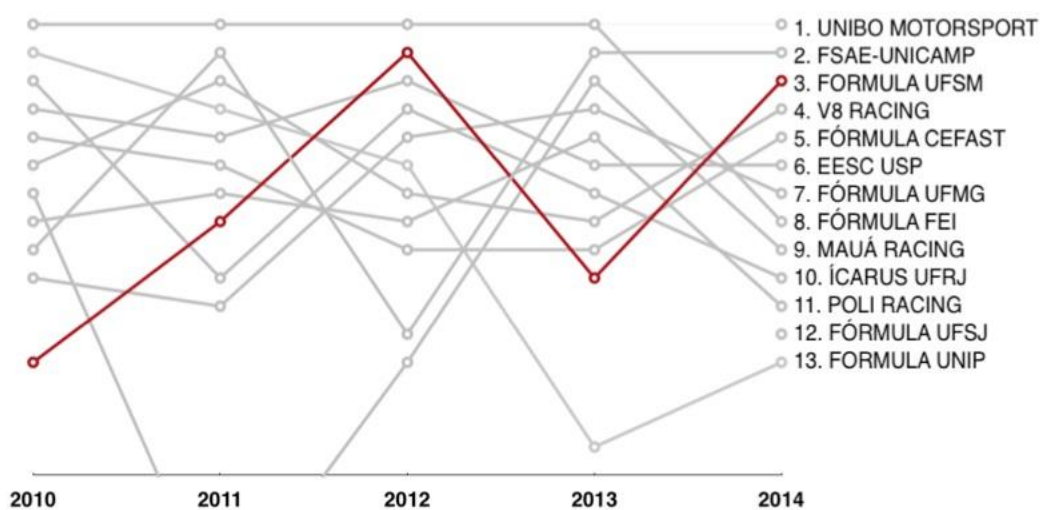


Figura 01 – Classificação nas Competições Nacionais.

1.3 Objetivo Geral

Usualmente o projeto de suspensão para veículos é dividido em duas partes: análise dinâmica e dimensionamento estrutural dos componentes. Esta divisão de responsabilidades é utilizada para o desenvolvimento do 7º protótipo da Equipe Formula UFSM.

Dessa forma, o objetivo geral do presente trabalho é referente ao dimensionamento do componente principal do sistema, a manga de eixo, sendo feita a análise das cargas, esforços e tensões.

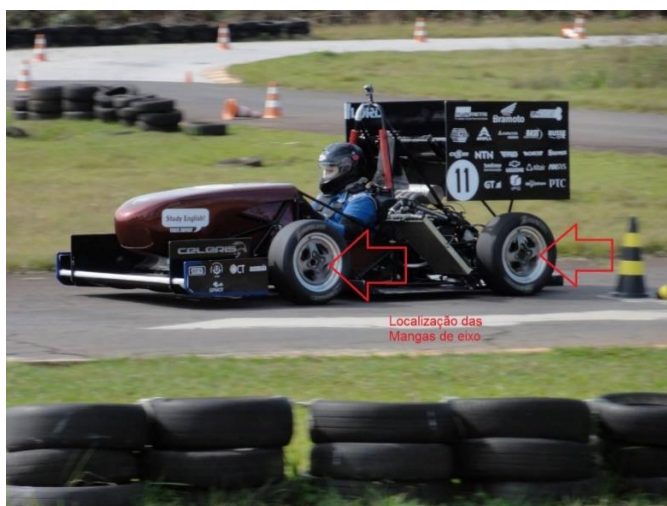


Figura 02 – Localização das mangas de eixo no 6º protótipo Celeris.

A imagem acima mostra o 6º protótipo da equipe Formula UFSM em testes dinâmicos na cidade de Cruz Alta/RS. Como pode ser observado, a manga de eixo encontra-se dentro da roda e possui como função transmitir os esforços por meio de braços de suspensão até o chassi. São quatro peças para as quatro rodas, sendo que no conjunto dianteiro deve possuir condições de rotação no eixo vertical, possibilitando o carro dobrar. Além disso, também deve acomodar disco e pinça de freio.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Manga de Eixo

No presente trabalho, especificamente, a suspensão é do tipo “duplo A” com acionamento do amortecedor por barras em tração semelhante à Figura 3:

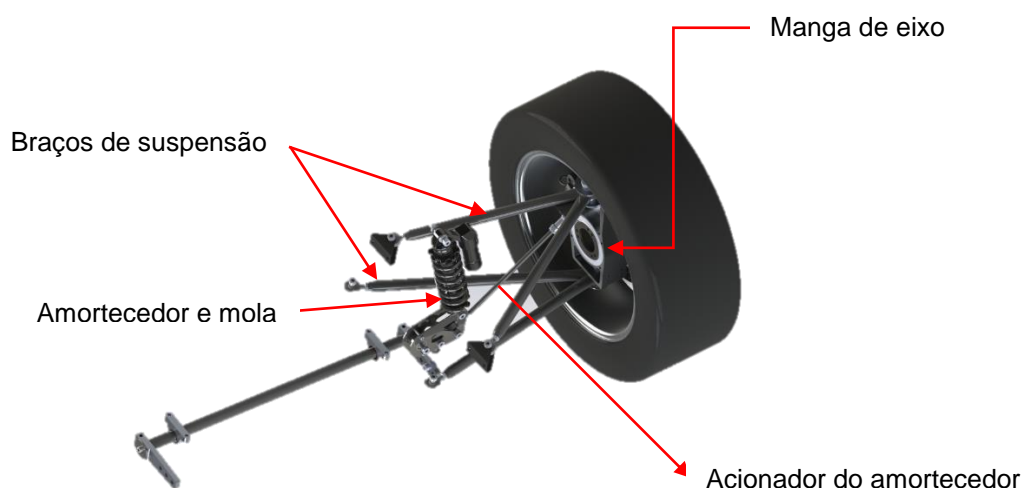


Figura 03 – Suspensão do 6º protótipo Formula UFSM – Celeris.

O foco do trabalho é o dimensionamento da manga de eixo, peça principal que tem a função de conectar os dois braços de suspensão, um superior e outro inferior, responsáveis pela restrição do movimento transversal e longitudinal da roda. De acordo com Tremayne, 2004, a suspensão de um protótipo Formula é um dos sistemas mais carregados em termos de tensões e deformações. A explicação para esse fato, segundo o próprio autor, é o objetivo que esse sistema realiza, isto é, a suspensão é o sistema responsável pela transmissão dos esforços de frenagem, aceleração, imperfeição do pavimento e esforços laterais em curvas para a estrutura.

2.1.1 Conceitos de manga de eixo

Para cada conceito existem diferentes abordagens sobre o processo de fabricação, qualidade superficial, confiabilidade, custo e peso. A indústria automobilística de carros populares utiliza normalmente peças em fundição e forjamento pela larga escala de produção que é aplicada. Abaixo alguns exemplos de fundição e peça usinada a partir de blocos de alumínio:

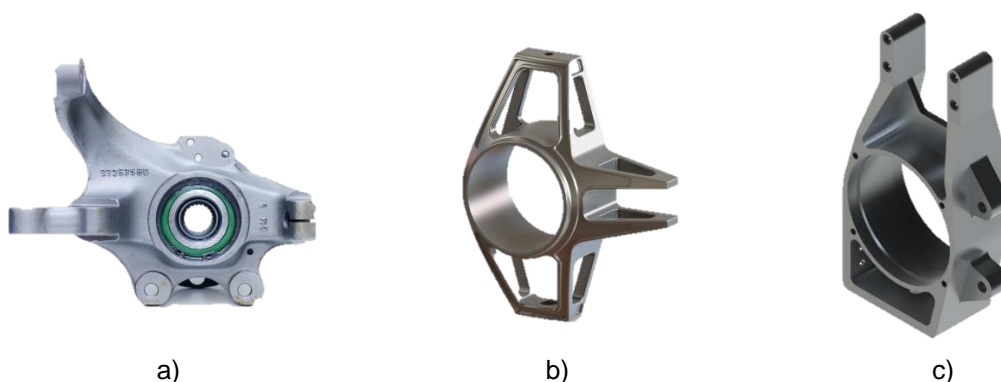


Figura 04 – Exemplos de mangas de eixo: a) ferro fundido/ aço forjado; b) alumínio fundido c) Usinagem CNC a partir de bloco de alumínio.

2.2 Camber

Camber é definido como o ângulo da linha perpendicular da roda com o solo a partir de uma vista frontal. Quando este ângulo aponta para o lado oposto do chassi ele é chamado positivo, e quando aponta para o lado do chassi é chamado negativo, sendo que o camber positivo não é desejado em nenhuma situação de rolagem. Normalmente é necessário que veículos de competição possuam regulagens rápidas de camber para adequação a cada característica de cada circuito, podendo variar entre 0° e 3,5° graus em direção ao chassi na característica camber negativo.

A figura 05 mostra em detalhe tal definição:

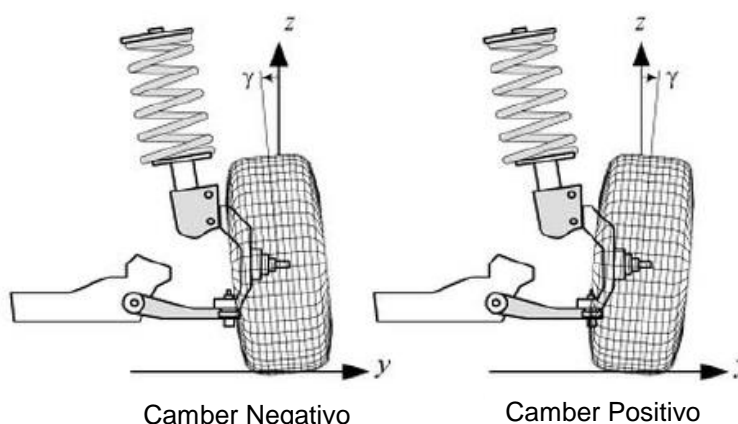


Figura 05 – Camber.

O camber possui extrema importância no comportamento dinâmico do veículo. A velocidade máxima durante a realização de um percurso em curva depende diretamente da força lateral que o pneu consegue suportar conforme equação (2.1)

$$F = ma_c = \frac{mv^2}{r} \quad (1)$$

Quanto maior for a força lateral F que o pneu suportar, maior será a velocidade em curva, e assim o camber possibilita maior área de contato pela deformação do pneu durante a rolagem em curvas. Porém, a determinação da magnitude dessa força lateral não depende somente do camber. Em um estudo mais avançado, verifica-se que as condições de pressão, temperatura, componentes químicos e construção do pneu influenciam de suma importância. O ângulo máximo de camber em que é melhor aproveitada a área de contato depende diretamente da construção do pneu, por isso existe limites de inclinação ideais para cada raio de curva e condição de pista.

2.3 Cáster

O ângulo de cáster é definido a partir da linha perpendicular do pneu com o solo em uma vista lateral, conforme figuras abaixo:

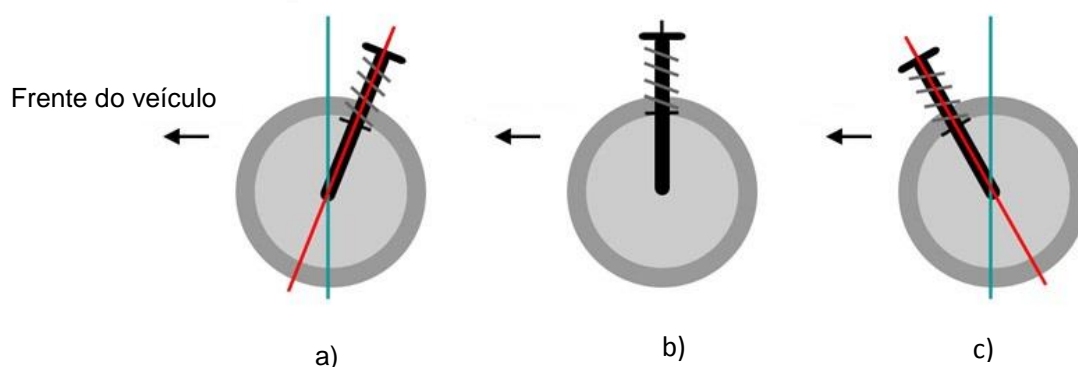


Figura 06 – a) Câster positivo; b) Câster zero; c) Câster negativo.

De acordo com NICOLAZZI, o câster pode ser aplicado em veículos com tração traseira semelhante ao demonstrado na primeira situação acima exposta (a), câster positivo, onde o ponto de rotação da roda fica na frente do centro de contato do pneu/pista.

A resistência ao rolamento, então, tende a alinhar a roda na direção do deslocamento do veículo, sendo que normalmente na concepção motor e tração traseira podem variar entre 0° e 12° graus dependendo do entendimento do projetista.

2.4 Inclinação do pino mestre

Em uma vista frontal do veículo, a inclinação do pino mestre é identificada como o ângulo perpendicular ao solo. Porém, não existe relação com o ângulo de camber da roda, somente inclinação entre os pontos de pivotamento e as alterações de movimento da roda quando em manobra de esterçamento.

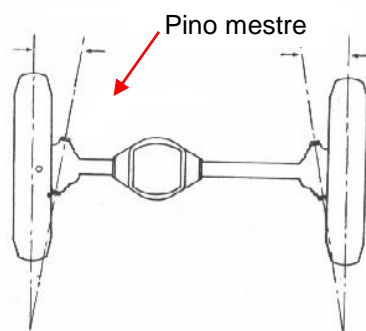


Figura 07 – Inclinação do pino mestre.

A inclinação do pino mestre, juntamente com o cáster, é responsável pelo retorno da direção à posição central de trajetória em linha reta após curvas ou quando o veículo está percorrendo uma curva e o volante é solto, o que consequentemente gera o auto alinhamento. Tal inclinação também é responsável por manter a trajetória reta do veículo em estrada que não possua inclinações laterais.

2.5 Alívio de massa

No setor automobilístico, especialmente em competições de ponta, o emprego de peças leves aumenta a performance do veículo. De acordo com as Leis de Newton de movimento, quanto menor a massa do objeto, menos energia será necessária para mudança de movimento. Assim explica a agilidade, rápidas acelerações e frenagem em curtas distâncias de veículos leves, características almejadas por engenheiros da mobilidade.

Além disso, o alívio de massa também possibilita o aumento da eficiência do consumo de combustíveis, fato que colabora para questões ambientais e mudanças climáticas relacionadas a emissões de gases poluentes. Por tal razão, as regras da competição Formula SAE definem que a eficiência do consumo de combustível é avaliada em 100 pontos que equivalem a 10% do somatório total durante a prova de maior duração em pista, o enduro.

Nesse sentido, ao ser utilizado um processo inteligente em que todos os limitantes são de conhecimento do projetista, como por exemplo, a magnitude mais próxima possível da real condição de carga, é possível construir uma peça leve com coeficiente de segurança menor, evitando o superdimensionamento e acréscimo desnecessário de massa em regiões de baixo carregamento.

Para cada componente projetado de forma mais leve possível, gera uma carga a menos que outras partes do veículo deixam de suportar, o que contribui para a eficiência global do sistema. Por exemplo, um chassi leve reduz a necessidade de um motor maior ou componentes de suspensão mais robustos, o que consequentemente reduz a necessidade de um volume de combustível maior.

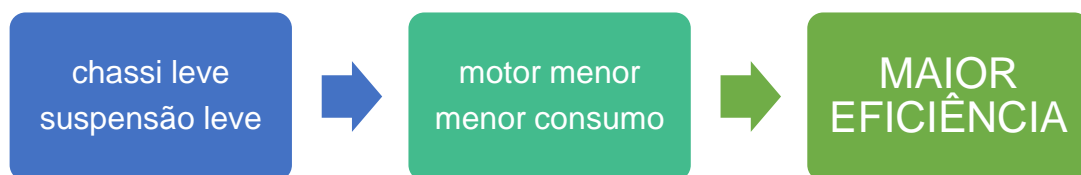


Figura 08. Balanço energético.

Para o projeto da manga de eixo tratado no presente trabalho, foram considerados três fatores relevantes: materiais, forma e conceito, os quais serão abordados abaixo.

2.5.1 Materiais

A forma mais comum de redução de massa se dá através da substituição de materiais, como por exemplo o uso do alumínio e da fibra de carbono. Tal técnica é a mais eficiente em relação a troca de processos de fabricação. Porém, é necessário verificar as condições de carregamento e resistência dos materiais para não perder rigidez estrutural e afetar a integridade da peça.

2.5.2 Forma

Mesmo sendo possível uma redução drástica de massa, utilizando um material de resistência semelhante, é possível também uma melhoria no formato da peça desenvolvida. Exemplificadamente, cita-se o uso de nervuras localizadas em elementos sob flexão ao invés de utilizar material em excesso, otimizando, assim, o uso ao máximo do material.

2.5.3 Conceito

Em relação ao conceito de projeto e fabricação, existem técnicas avançadas nas quais é possível utilizar uma otimização topológica. Este recurso, quando bem utilizado, possibilita identificar as regiões de maior e menor carregamento para otimizar ao máximo a utilização do material de maneira que resulte em uma massa pequena. Entretanto, no presente trabalho, não será utilizado o recurso de otimização topológica, em razão dos limitantes de fabricação.

3 METODOLOGIA

3.1 Requisitos de projeto

Para o projeto da manga de eixo, no aspecto funcional, devem ser seguidos os seguintes requisitos:

Principais

- Ângulo de inclinação do pino mestre fixo em $9,6^\circ$ positivo nas quatro rodas,
- Cáster fixo em $3,2^\circ$ positivo na dianteira e $3,2^\circ$ negativo na traseira,
- Ajuste de câmbio feito no chassi (sem influência na manga de eixo),
- Esterçamento na dianteira de até 34° ,
- Esterçamento na traseira de até 2° ,
- Fixação do braço de direção independente para testes de diferentes geometrias,
- Possuir rigidez suficiente para não afetar a geometria durante manobras,
- Seguir fielmente os pontos de articulação estabelecidos.

Secundários

- Otimização da escolha do material,
- Baixo custo de manufatura,
- Diminuição do peso em relação ao modelo anterior (735 gramas),
- Versátil para montagem,
- Diminuição no número de fixadores.

Todas as metas são especificadas com base em experiências anteriores e requisitos do projetista da análise dinâmica do protótipo. Além disso, futuramente será realizada a validação do sistema a partir da instrumentação por meio de acelerômetros e extensômetros.

Verificando-se que os pontos de pivotamento e ângulos de cáster e inclinação do pino mestre são os mesmos para as quatro rodas, a manga de eixo se torna uma peça universal, diferindo apenas no modo de montagem em cada roda. Com isso, o processo de fabricação se torna um só, sem a necessidade de projetar uma peça específica para cada roda ou eixo.

3.2 Limitantes de espaço

Em todas as quatro rodas, nenhum componente da suspensão pode entrar em choque com outro durante a movimentação do veículo e curso da suspensão. Além disso, as forças atuantes devem ser consideradas previamente para uma acomodação dos componentes. Os principais itens que possuem interferência com a manga de eixo serão a seguir analisados.

3.2.1 Dimensões de roda

A definição do diâmetro de roda a ser utilizada está diretamente associada com os parâmetros de relação de transmissão de potência e, por isso, não cabe somente ao projetista de suspensão defini-lo. A partir de um estudo prévio, o modelo de roda definido para o protótipo é da marca KOSMO® (ANEXO A) com as seguintes dimensões principais:

- Aro nominal 13 polegadas,
- Diâmetro interno útil de 326 mm,
- Espaço interno útil de 120 mm a partir do flange de fixação da roda.

Este modelo de roda possui método de fixação por quatro parafusos de meia polegada cada (12,7 mm), padrão mais utilizado no meio automotivo. Porém, existe a possibilidade de fixação por *center lock* (fixação única por porca central) em que há um ajuste entre o cubo e o flange de roda por conicidade e uma porca central que

garante o aperto. Para a tomada de decisão sobre qual modelo utilizar, foi empregada a tabela abaixo.

Tabela 2 – Método de fixação da roda.

Modelo	Center lock	Quatro parafusos
Fabricação	1	2
Alívio de massa	1	1
Agilidade na troca de roda	2	1
Confiabilidade no aperto	1	2
Somatório	5	6

Apesar de objetivar a diminuição do número de elementos fixadores, no caso específico do conceito *center lock*, a fabricação se torna muito complexa e onerosa, pois em cada lado do protótipo seria necessário utilizar roscas diferentes (esquerdas e direitas) para evitar o desaperto através da inércia da porca em situações de frenagem. Em relação ao peso, as duas concepções podem alcançar uma massa muito semelhante, por isso não se torna relevante comentá-las.

A agilidade é o principal critério que tornaria a utilização do *center lock* mais vantajosa, sendo considerada de extrema importância em competições onde existe a possibilidade da troca de pneus. Porém, o regulamento da competição Formula SAE não permite nenhuma alteração durante o andamento do enduro, única prova que poderia causar um desgaste excessivo do pneu.

Abaixo imagem demonstrativa do modelo de roda, flange e cubo de roda.

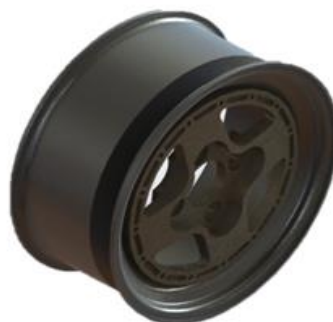


Figura 09 – Kosmos Series.

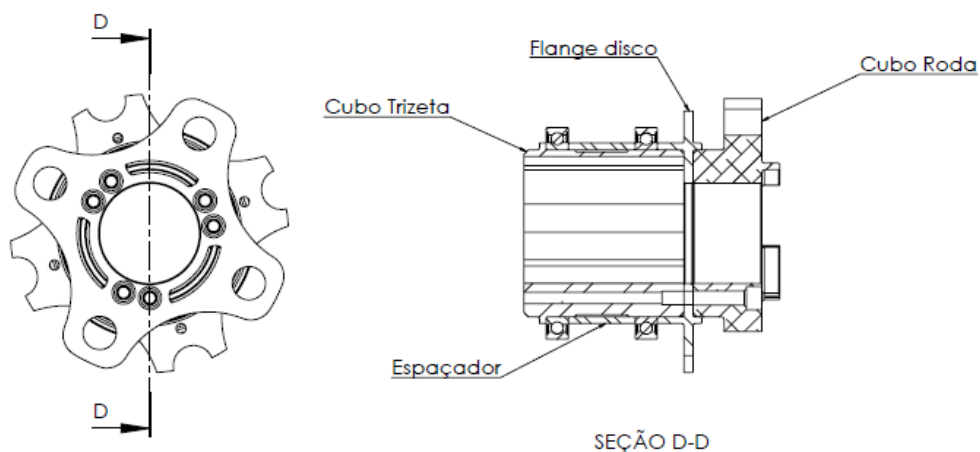


Figura 10 – Montagem cubo de roda.

3.2.2 Rolamentos

Para a uniformidade do sistema, conforme conceito de manga de eixo universal, os rolamentos são de mesmas dimensões para as quatro rodas. O diâmetro interno é definido pela dimensão externa do conjunto de transmissão traseira. As forças axiais e radiais que atuam no rolamento foram definidas a partir de modelagem do pneu:

- Carga vertical máxima: 1150 N.
- Carga de inércia de frenagem máxima: 2600 N.
- Carga lateral durante curva: 2600 N.

A partir de um cálculo rápido, percebe-se que os rolamentos da fornecedora SKF® do modelo 61815–2RS1 enquadraram-se nos requisitos, conforme Figura 11.

Deep groove ball bearings, single row

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings	Limiting speed	Designation
d	D	B	dynamic C	static C0	Reference speed		
mm			kN		r/min		* SKF Explorer bearing
75	95	10	12,7	14,3	-	4000	61815-2RS1

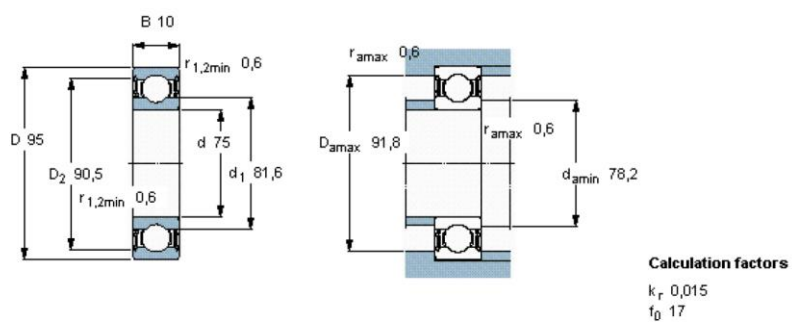


Figura 11. Especificações do rolamento.

4 ANÁLISE ESTRUTURAL

O desenvolvimento da etapa de análise estrutural envolve a definição das cargas e condições de contorno em que a manga de eixo opera, levando em consideração as condições de carregamento máximo onde o sistema de freios e dinâmica lateral atuam de maneira crítica. Para simplificação do estudo, foi desconsiderado o peso próprio do protótipo em uma situação de ondulação na pista, visto que possui carregamentos inferiores em caso de frenagem e curva.

A definição do processo de fabricação está diretamente ligada a modelagem 3D, o que previamente define um limite de complexidade geométrica e alívio de massa. Para isso, foram analisadas as condições específicas de recursos disponíveis na equipe Formula UFSM e desenvolvida uma matriz para tomada de decisões.

Os dados para cálculo de carregamentos são baseados em dados experimentais de protótipos anteriores juntamente com bibliografia para valores típicos.

4.1 Frenagem

O modelo de pinça de freios pré-definida é da marca *AP Racing* do tipo fixa com dois pistões contrapostos, sendo que as quatro rodas utilizam a mesma configuração podendo variar a posição de montagem.

O principal cuidado tomado em relação ao posicionamento da pinça de freio é referente a decomposição das forças e carregamento nos rolamentos. Para isso foi feito o diagrama de corpo livre e definida a disposição.

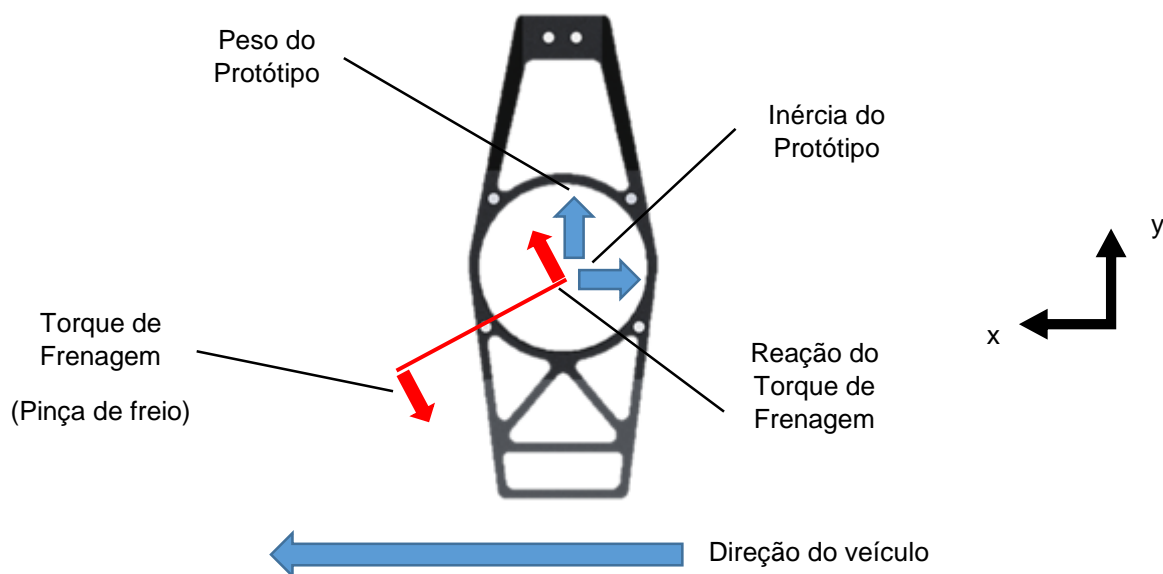


Figura 10 – Diagrama de corpo livre da pinça de freio.

O objetivo é posicionar a pinça de maneira com que os vetores não coincidam causando sobrecarga nos rolamentos. Seguindo a lógica do relógio, a posição nove horas teria uma componente em somatório com o peso do protótipo, por isso o objetivo é colocar mais baixo possível até os limitantes geométricos da pinça de freio. A opção acima escolhida contribui para o centro de gravidade ser mais baixo.

Para a determinação do torque de frenagem, se faz necessária a análise da dinâmica de frenagem do protótipo, onde uma situação limite é considerada. Os dados de partida são os parâmetros geométricos do veículo, como mostrado na tabela a seguir:

Tabela 3 – Parâmetros geométricos do veículo

Distância entre eixos:	1550 mm
Distância do eixo dianteiro ao CG	887 mm
Distância do eixo traseiro ao CG	663 mm
Altura do chão ao CG	333 mm
Raio Pneus dianteiros	255 mm
Raio Pneus traseiros	255 mm
Massa total (protótipo + piloto)	320 kg
Velocidade máxima	100 km/h

A desaceleração do protótipo pode ser estimada a partir da equação de Torricelli:

$$a = \frac{-(v_0^2)}{2\Delta s} \quad (2)$$

Porém, antes é necessário descobrir a distância percorrida pelo protótipo durante a frenagem, para este caso, o atrito pneu-solo é de 1,55N/N.

Assim, a energia cinética do veículo deve ser anulada pelo trabalho das forças de atrito atuantes no processo de frenagem:

$$\Delta E = \frac{mv_0^2}{2} = m \times g \times \mu \times \Delta s$$

Então,

$$\Delta s = \frac{v_0^2}{2 \times g \times \mu} \quad (3)$$

$$\Delta s = 25,37m$$

Para a condição crítica de frenagem onde a velocidade inicial é de 100 km/h (cem quilômetros por hora) e a velocidade final 0 km/h (zero quilômetros por hora) ou ainda, onde o veículo partirá de sua máxima velocidade alcançada na competição até a parada completa. Nesta equação esses valores de velocidade devem ser convertidos para a unidade de metros por segundo. O valor de g é de $9,81m/s^2$.

Com a distância de frenagem de $25,37m$, a desaceleração encontrada foi de $15,21 m/s^2$.

De acordo com Limpert (2011), a fim de obter o tempo total de frenagem, deve ser realizado um estudo completo em frenagens onde a desaceleração máxima é atingida rapidamente, uma análise simplificada de frenagem pode ser considerada, onde a desaceleração de um veículo “ a ” é computada pela divisão da variação da

velocidade pela variação do intervalo de tempo durante o qual a mudança de velocidade ocorreu:

$$a = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{V_2 - V_1}{t_2 - t_1}, \quad m/s^2 \quad (4)$$

Onde:

t_1 = Tempo de início da desaceleração, s

t_2 = Tempo do final da desaceleração, s

Em um gráfico Vxt, a área corresponde à distância percorrida pelo veículo, conforme mostrado na Figura 10.

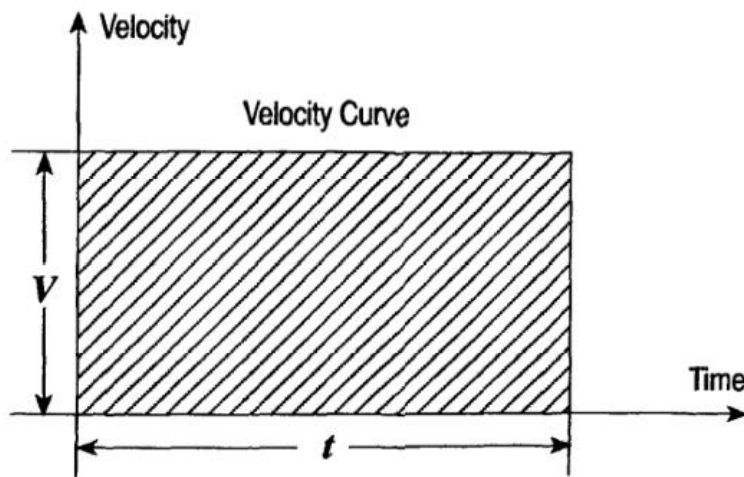


Figura 12 – Diagrama constante da velocidade em relação ao tempo (Retirado de Limpert, 2011).

Dessa forma, pode-se obter o tempo de frenagem, utilizando a relação:

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{\Delta V}{a} = \frac{V_2 - V_1}{a}, \quad s \quad (5)$$

E como $V_1 = 0$ para uma parada total, ou seja, a velocidade final será igual a zero, o tempo de frenagem será: $t = 1,83s$.

Para uma análise mais completa, as forças aerodinâmicas devem ser consideradas, assim como as forças de resistência a rolagem.

Aplicando a segunda lei na direção x:

$m \frac{dV}{dt} = (\text{forças de frenagem}) + (\text{forças aerodinâmicas}) + (\text{resistência à rolagem}) + (\text{força peso})$

$$\rightarrow \frac{dV}{dt} = \frac{\sum \mu_{xi} F_{zi} - \frac{1}{2} \rho V^2 S C_x - f \sum F_{zi} - mg \sin \alpha}{m} \quad (6)$$

Na equação acima, C_x é o coeficiente de arrasto ou resistência aerodinâmica, ρ é a massa específica do ar ($\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$), S é a área projetada da seção transversal do veículo, V é a velocidade relativa do vento em m/s e f é o coeficiente de resistência ao rolamento. Assumindo ainda que o coeficiente de atrito entre pneu e pista nas rodas dianteiras é μx_1 e nas rodas traseiras é μx_2 , a expressão pode ser simplificada em:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{(\mu x_1 F_{z1} + \mu x_2 F_{z2}) - \frac{1}{2} \rho V^2 S C_x - (f F_{z1} + f F_{z2}) - mg \sin \alpha}{m} \quad (7)$$

Então, substituindo os valores na equação (8), encontra-se uma desaceleração efetiva levando em consideração o coeficiente de força longitudinal nas rodas dianteiras e traseiras:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\mu x (F_{z1} + F_{z2}) - \frac{1}{2} \rho V^2 S C_x - f (F_{z1} + F_{z2}) - mg \sin \alpha}{m} \quad (8)$$

$$\frac{dV}{dt} = 18,66 \text{ m/s}^2 = 1,9g$$

Assumindo que o coeficiente μ_{xi} não varia com a velocidade, pode-se integrar a equação diferencial abaixo:

$$\int dV = \int \left[\frac{(\mu x(F_{z1} + F_{z2}) - \frac{1}{2} \rho V^2 SC_x - f(F_{z1} + F_{z2}) - mg \sin \alpha)}{m} \right] dt \quad (9)$$

Dessa forma, tem-se o tempo necessário para desacelerar o veículo uniformemente:

$$t = \frac{(V_f - V_0)m}{\left\{ [\mu x(F_{z1} + F_{z2})] - \left[\frac{1}{2} \rho V^2 SC_x \right] - [f(F_{z1} + F_{z2})] - (mg \sin \alpha) \right\}} \quad (10)$$

Integrando a equação (10), pode-se obter a distância percorrida durante a frenagem:

$$\Delta S = V_0 t - \frac{1}{2} \left[\frac{\mu x(F_{z1} + F_{z2}) - \frac{1}{2} \rho V^2 SC_x - f(F_{z1} + F_{z2}) - mg \sin \alpha}{m} \right] t^2 \quad (11)$$

Os cálculos iniciais demonstram o tempo e a distância percorridos pelo protótipo na frenagem de uma velocidade inicial de 27,8 m/s até a parada total. Então, usando os parâmetros da tabela 3 e as equações (12) e (13), chega-se à conclusão de que o veículo parou em uma distância de 20,4 metros em aproximadamente 1,66 segundos.

Quando os freios são acionados, o torque desenvolvido por eles nas rodas é resistido pela circunferência de contato do pneu com o solo. Antes do freio travar, a magnitude da força de frenagem é função direta ao torque produzido pelos freios nas rodas.

As forças atuando em um veículo de dois eixos desacelerando em uma pista perfeitamente plana são ilustradas na figura 13. Aplicando-se um balanço de momentos sobre o ponto de contato da roda traseira com o piso tem-se a força normal:

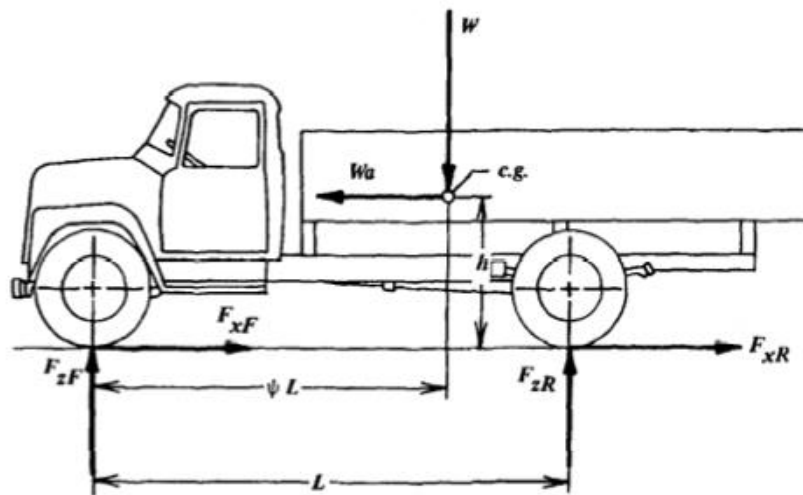


Figura 13 Forças atuando em um veículo de dois eixos desacelerando. (Fonte Limpert).

$F_{zF,dinâmica}$ no eixo dianteiro:

$$F_{zF,dinâmica} = (1 - \psi + \chi a) \times W, N \quad (12)$$

Onde:

$a = F_{x,total}/W =$ Desaceleração, g's

$F_{x,total} =$ Força total de frenagem, N

$F_{zT,estática} =$ Carregamento normal no eixo traseiro sem frenagem, N

$W =$ Peso do veículo, N

$\chi =$ Altura do centro de gravidade (h) dividida pelo entre eixos (L)

$\psi = F_{zT,estática}/W$

Da mesma forma, um balanço de momentos sobre o ponto de contato entre a roda dianteira e o piso gera a Força normal dinâmica no eixo traseiro $F_{zT,dinâmica}$:

$$F_{zT,dinâmica} = (\psi - \chi a) \times W, N \quad (13)$$

Verificando as equações (12) e (13), observa-se que as forças normais dinâmicas nos eixos são funções lineares da desaceleração, ou seja, relações de linha

reta. O total de transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro é dado pelo termo χaW nas equações (12) e (13).

Calculadas as forças verticais de contato das rodas com o solo $F_{ZF,dinâmica} = 2157,38N$ e $F_{zT,dinâmica} = 981,82N$, serão utilizadas para a determinação das forças de travagem dos pneus (F_f). Para isso, será considerada a desaceleração de 1,9 g encontrada, levando em conta o atrito pneu-solo, as forças aerodinâmicas e a resistência ao rolamento.

Para expressar a eficiência de um torque de frenagem é conveniente usar uma medida adimensional denominada fator de frenagem (BF). Para um sistema de freio a disco padrão o fator de frenagem é dado por:

$$BF = 2\mu_L \quad (14)$$

$$BF = 0,82$$

Onde: μ_L é o coeficiente de atrito da pastilha.

O gráfico a seguir também pode ser utilizado para a obtenção do fator de frenagem, dessa forma podemos confirmar nossos resultados encontrados na equação (14):

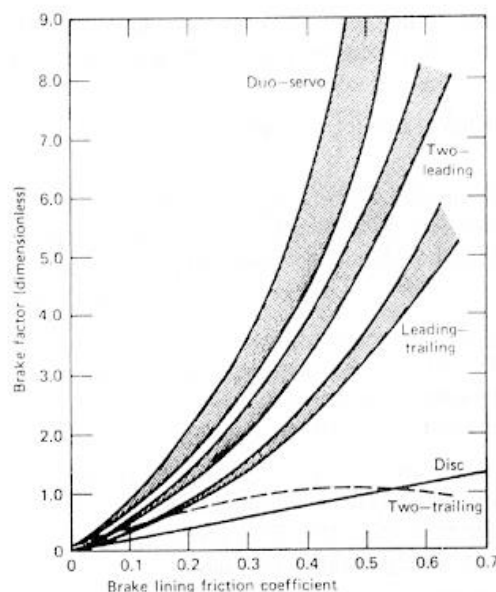


Figura 14 – Gráfico do fator de frenagem em relação ao coeficiente de atrito das pastilhas de freio (Gillespie).

A sensibilidade do disco de freio S é uma medida de quanto o fator de frenagem muda para uma dada variação do coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco. Em outras palavras, o quão íngreme é a curva do fator de frenagem. Para expressar matematicamente a sensibilidade, deve-se tomar a derivada da curva do fator de frenagem em relação ao coeficiente de atrito. Para os freios a disco tem-se:

$$S = \frac{d(BF)}{d(\mu_L)} = 2 \quad (15)$$

E as forças de frenagem são:

$$F_{x1} = \mu \cdot F_{z1} \quad (16)$$

$$F_{x2} = \mu \cdot F_{z2} \quad (17)$$

Portanto:

$$F_{f1} = 3343,94N$$

$$F_{f2} = 1521,82N$$

Agora, calculadas as forças F_{x1} e F_{x2} , podemos determinar as forças de contato entre o pneu e a pista, estabelecendo o torque que as pinças devem aplicar aos discos de freio. Então se R_{l1} e R_{l2} são os raios efetivos de rolagem, ou seja, eles representam a distância entre o centro das rodas e a superfície de contato dos pneus com o terreno:

$$R_{l1,2} = 0,89R_{1,2} \quad (18)$$

Então, sendo $R_{l1} = R_{l2} = 0,22695m$, temos os torques de frenagem aplicados ao eixo dianteiro, T_1 , e traseiro, T_2 , dados por:

$$F_{x1,2} = \frac{T_{1,2}}{R_{l1,2}} \quad (19)$$

$$T_1 = 758,9 N.m$$

$$T_2 = 345,4 N.m$$

Em uma das rodas dianteiras, esse torque será equivalente a $758,9 N.m/2 = 380 N.m$. Esse é o torque máximo de projeto, que está presente no eixo dianteiro pela transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro durante a frenagem, porém o torque máximo que a manga de eixo deverá suportar leva em consideração outros fatores, entre eles: a força máxima no pedal de freio, a relação de alavanca do pedal e sua eficiência, o balanço de frenagem, o diâmetro dos cilindros mestres e das pinças de freio, a eficiência e o número de pistões das pinças de freio, o coeficiente de atrito pastilha-disco e o raio efetivo do disco de freio.

4.2 Curva

Um veículo fazendo uma curva com um determinado raio “ ρ ” a uma velocidade v , fica submetido a uma aceleração centrípeta.

$$a_c = \frac{v^2}{\rho} \quad (20)$$

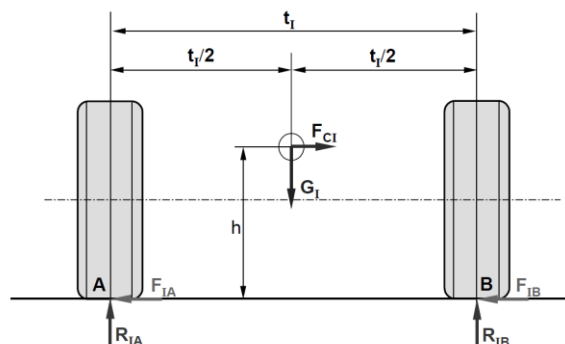


Figura 15. Forças agindo sobre o eixo dianteiro.

Sem considerar as influências da suspensão do veículo, a força centrífuga que o eixo absorve é:

$$F_{CI} = m. (1 - X). a_c$$

Onde:

x – razão entre a carga normal do eixo traseiro e o peso total do veículo;

m – massa total do veículo.

Do equilíbrio de momento sobre o ponto A é obtida a seguinte equações:

$$R_{IB}. t_I - m. (1 - X). g. \frac{t_I}{2} - m. (1 - X). a_c. h = 0 \quad (21)$$

Simplificando em:

$$R_i = \frac{m. g. (1 - X). \left(\frac{t_I}{2} + \mu. h \right)}{t_I} \quad (22)$$

Onde:

m – massa total do veículo;

g – aceleração da gravidade;

x – razão entre a carga normal do eixo traseiro e o peso total do veículo;

t_I – bitola do eixo dianteiro;

h – altura do centro de gravidade do veículo;

μ - coeficiente de atrito pneu/solo.

A força transversal que a roda mais carregada é submetida é dada por:

$$F_{IB} = R_{IB}. \mu \quad (23)$$

As forças que agem sobre a manga de eixo na situação do veículo realizando curva são dadas por **RIB** e **FIB**:

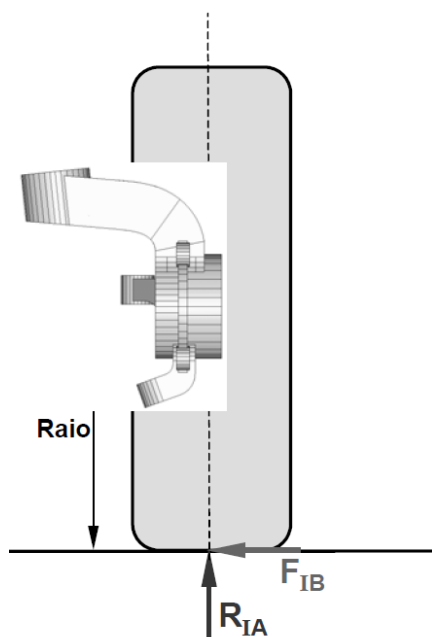


Figura 16. Ação das forças sobre a manga de eixo em condição de curva.

Em resumo, os carregamentos serão aplicados da seguinte maneira:



Figura 17. Carregamentos atuantes na manga de eixo.

4.3 Processos de Fabricação

Foram analisados três processos de fabricação em que a viabilidade em relação a custos, acessibilidade e complexidade estão dentro dos requisitos de projeto, quais sejam, usinagem CNC, fundição e soldagem e chapas, a seguir ponderados.

4.3.1 Usinagem CNC

O método por usinagem CNC consiste na retirada de material por meio de uma ferramenta que possui arestas cortantes. Essa ferramenta é acoplada a uma Fresadora onde o comando pode ser manual ou computacional. A remoção de material ocorre em intervalos regulares permitindo que a máquina execute a produção de peças com elevada tolerância dimensional, a qual é a principal característica deste processo de fabricação.

A fresadora considerada para análise é do tipo comando numérico CAM (*computer aided manufacturing*) com três eixos de rotação. Existe uma liberdade considerável para formas geométricas complexas e pode ser comparável com o processo de fundição. Porém o desperdício de material é elevado pois necessita-se de um material bruto com as dimensões máximas da peça. Desperdício que pode ser minimizado com otimização da disposição das peças na mesa de fabricação.

A capacidade de reprodução de peças com a mesma tolerância dimensional é elevada, porém o processo é lento em relação a fundição. Por isso a usinagem CNC deve ser aplicada em curta escala de produção para que não se torne oneroso. Dentro dos custos de operação, o projetista deve analisar os passos de fabricação privilegiando sempre a menor troca de ferramentas e mudança na disposição do material bruto. Isso evita uma programação complexa e demorada e que pode gerar variações no dimensional da peça devido a mudança de posicionamento da peça em relação ao ponto de origem da fresadora.

4.3.2 Fundição

Em fundição, metal derretido é derramado em um molde com o formato da peça. O produto solidificado posteriormente é retirado do molde para a usinagem de rebarbas e arestas cortantes. Dependendo do tipo de carcaça e a escala da produção, os moldes podem ser reutilizados ou simplesmente reciclados. Para produção em pequena escala, normalmente são utilizados moldes de areia com a auxílio de ligantes diferentes, variando de adesivos sintéticos para água e argila natural. Aditivos são usualmente adicionados à mistura para melhorar a qualidade da superfície.

Este conceito possui liberdade de formas superior em relação aos processos comparados neste estudo. Isto é especialmente benéfico para a construção mais perto de um modelo de topologia otimizado. Dependendo do tipo de molde, a peça poderia ser reproduzida com uma precisão relativamente alta. Ao mesmo tempo, o custo de ferramental para fundição em comparação com outros métodos de fabricação é relativamente baixo. Magnésio, alumínio e ligas de aço são alguns dos materiais mais comumente usados para fundição.

No entanto, se a peça a ser fabricada possui uma estrutura complexa que requer cavidades na estrutura, a criação do molde torna-se relativamente complicada. Este esforço extra faria mais sentido em uma produção em grande escala, onde ele pode ser reutilizado, que infelizmente não é aplicável no caso de peças complexas.

Durante o resfriamento ocorrem distorções de superfície, por isso é necessária aplicação de um volume superior de material referente a peça final. Um aumento na espessura de parede deve ser considerada para garantir um projeto otimizado onde possibilite uma usinagem posterior para garantia de tolerância geométrica como exemplo o ajuste da tolerância de rolamentos.

4.3.3 Soldagem em chapas

Soldagem é um método que envolve a união de metais através da fusão. Após arrefecimento e solidificação forma uma forte união entre os materiais. Para o propósito da tese, apenas a solda TIG (tungstênio inerte gás) será discutida.

O processo usa um eletrodo de tungstênio com a ajuda do metal de adição para criar uma junta soldada. O Tungstênio tendo o ponto de fusão elevado entre os metais não é consumido durante o processo. A soldagem TIG exige um grande cuidado durante o processo com o eletrodo onde é necessário manter uma estreita proximidade com o material de base. O arco de soldagem é realizado através da utilização de um gerador de tensão de alta frequência e a entrada constante de gás de proteção, normalmente argônio.

Em comparação com outros métodos de soldagem manual, TIG exige um maior controle sobre o processo. No entanto, ele permite uma melhor qualidade de solda. Uma das maiores limitações da soldagem é o material. Embora não limitado a aço e alumínio, a escolha do material é muito restrita em comparação com outros processos de fabricação. Outra limitação é a liberdade de geometria. O material base deve ser derivado de chapas e cilindros, o que restringe a liberdade da geometria da peça.

Outra questão principal é que durante a soldagem, pontos de tensão não uniforme ou "zonas afetadas pelo calor" são introduzidos nos locais de solda, tornando modos de falha menos previsíveis. Outro efeito indesejável da soldagem é a distorção depois do arrefecimento, as quais podem ser minimizadas com a utilização de gabaritos dimensionais para fabricação. Por outro lado, a solda é amplamente acessível e os custos relativamente baixos.

Para alcançar a máxima rigidez, devem ser previstas estruturas com maior momento de inércia devidamente posicionadas de acordo com os carregamentos. As chapas de metal devem ser cortadas a laser e dobradas na forma requerida. Após a soldagem, é necessária uma usinagem dos acentos de rolamento para atingir a tolerância desejada eliminando as deformações do processo.

4.3.4 Matriz de decisão

Nesta seção, os três conceitos de fabricação discutidos anteriormente serão comparados lado a lado com relação a quatro critérios definidos para determinar o processo mais adequado. Como uma equipe de Formula SAE possui recursos limitados e um ciclo de desenvolvimento relativamente curto, esta matriz serve como um guia para atingir os objetivos desejados, mantendo-se dentro dos limites de recursos.

Os seguintes fatores são considerados com referências de literaturas, bem como avaliações de especialistas nos respectivos campos, que é em certa medida subjetiva. Os pontos também são definidos com a consideração dos recursos disponíveis da equipe. Como tal, a matriz de projeto não é uma solução única para o design geral, mas serve como uma ferramenta para auxiliar na tomada de decisões.

- **Geometria**

Avaliação do nível de liberdade de geometria que a peça pode ser desenvolvida em relação ao método de fabricação. A maior flexibilidade de geometria permite otimização da utilização do material conforme carregamentos.

- **Complexidade de Manufatura**

Avaliação do tempo e recurso de máquina para execução de operações, incluindo todas as etapas desde o material bruto até a peça pronta.

- **Custos**

Este ponto trata de todos os aspectos financeiros. Desde o recurso do patrocinador, acesso ao processo de fabricação com maquinário incluso, custo por hora de operação, desperdícios de material e recursos internos.

- **Tolerância dimensional**

Este critério avalia o desvio das dimensões do produto final para o modelo desejado em CAD, a complexidade dos gabaritos necessários para minimizar as distorções e se existe necessidade de retrabalho não previsto.

A seguinte avaliação é realizada como uma comparação entre os métodos de fabricação em relação uns aos outros. Como tal os pontos são atribuídos de 1 a 3, com 3, tendo as características melhores na categoria. Além disso, cada categoria tem um multiplicador para diferenciar ainda mais a importância dos critérios.

Tabela 4 - Matriz de decisão

Processo (Multiplicador)	Usinagem CNC	Fundição	Soldagem em chapas
Geometria (2)	Boa flexibilidade com CNC 5 eixos (2)	Excelente flexibilidade (3)	Limitação pelas chapas e cilindros (1)
Complexidade de manufatura (3)	Necessita programação complexa (2)	Preparação de molde complexa, retrabalho na forma final (1)	Fácil montagem de chapas, necessita habilidade do operador (3)
Custos (3)	Médio (2)	Baixo (3)	Baixo (3)
Tolerância dimensional (2)	Excelente (3)	Necessita Retrabalho (1)	Necessita Retrabalho (1)
Total	22	20	22

Conforme tabela acima, identifica-se que o método de fabricação por usinagem CNC e soldagem em chapas se enquadram melhor a realidade da equipe. Com o empate de pontuação, foi definido a utilização de usinagem CNC por experiências de projetos anteriores, o que enriquece o projeto com detalhes já previstos.

5 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

5.1 Método dos Elementos Finitos (MEF)

O Método dos Elementos Finitos (MEF) tem como objetivo a determinação do estado de tensão e de deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores. Este tipo de cálculo tem a designação genérica de análise de estruturas. Quando existe a necessidade de projetar uma peça de alta criticidade, é habitual proceder-se a uma sucessão de análises e modificações das suas características, com o objetivo de se alcançar uma solução satisfatória, quer em termos económicos, quer na verificação dos pré-requisitos funcionais e regulamentares.

Antes do aparecimento do MEF, a análise era efetuada por resolução direta dos sistemas de equações de derivadas parciais, tendo em consideração as necessárias condições de fronteira. Para facilitar a aplicação desta técnica a problemas não elementares, era comum recorrer a séries de Fourier. Devido à sua complexidade, estes procedimentos só eram aplicáveis a meios contínuos homogêneos e de geometria simples.

Nesse trabalho, utilizou-se o programa *Ansys®*, primeiramente por ser o *software* que disponibiliza licença e acesso a página de tutoriais do *software* e aulas sobre elementos finitos para estudantes participantes de Formula FSAE, além disso o *Ansys®* possui fácil interação com o *Solidworks*, que é a ferramenta utilizada para desenhos em CAD.

O *software* de FEA (*Finite Element Analysis*) é dividido em três etapas diferentes: pré-processador, *solver* e pós-processador. No pré-processamento são definidas as condições de contorno, ou seja, como funciona o mecanismo da peça no emprego de sua função. Para esta etapa é necessária habilidade e domínio do projetista em mecanismo para não haver equívocos ou simplificação mal executadas, o que pode influenciar em resultados errôneos.

A escolha do tipo de elemento que será utilizado na malha e a quantidade de elementos distribuídos pela peça definirá a precisão dos resultados, assim como as

características do material (isotropismo ou anisotropismo, orientação, densidade e módulo de Young).

No *solver* são aplicadas e resolvidas as equações nos elementos, resultando, no pós-processador, esses valores são transferidos para o modelo, onde o projetista obtém os resultados conforme critérios para análise do produto. Neste trabalho, será feita primeiramente a escolha do material conforme tensões identificadas no modelo. Posteriormente serão analisadas as deformações para a validação do conjunto em testes dinâmicos com a peça em uso.

5.2 Malha

Segundo GEUSEPPE MIRLISENNA, (2015), para sólidos, os elementos Tetraédricos Parabólicos e Hexaédricos Parabólicos apresentam os resultados mais precisos pela maior quantidade de nós em relação aos lineares, como pode ser visto na figura 18.

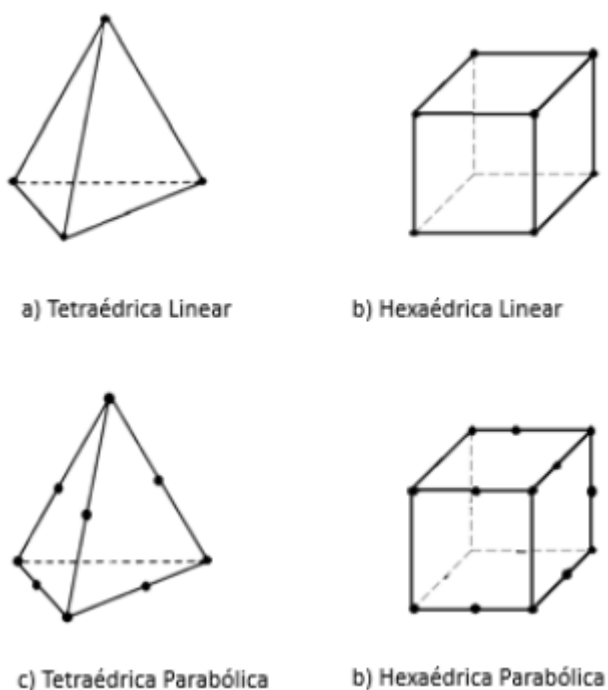


Figura 18. Principais elementos utilizados em malhas

A malha utilizada para a simulação deste trabalho é a Tetraédrica Parabólica com o recurso chamado “refinamento de malha” nos pontos de fixação da manga de eixo com os braços de suspensão. O detalhamento dos parâmetros está descrito na figura 19, o que resulta na malha final que pode ser visualizada na figura 20.

Details of "Mesh"	
[-] Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
[-] Sizing	
Use Advanced Size Function	Off
Relevance Center	Medium
Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Slow
Span Angle Center	Medium
Minimum Edge Length	2,2864e-004 m
[+] Inflation	
[-] Patch Conforming Options	
Triangle Surface Mesher	Advancing Front
[+] Advanced	
[+] Defeaturing	
[+] Statistics	

Figura 19. Parâmetros de malha software Ansys

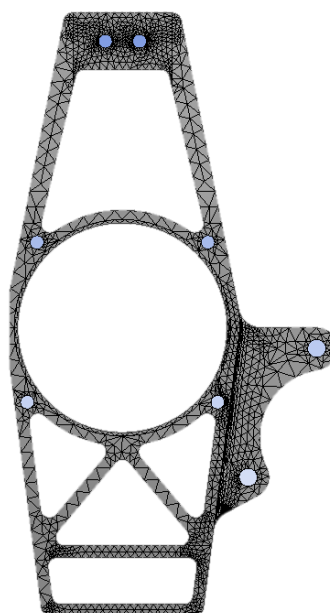


Figura 20. Visualização da malha

Os pontos de pivotamento são definidos como fixos, considerando que a manga de eixo será conectada por parafusos aos braços de suspensão utilizando terminais rotulares.

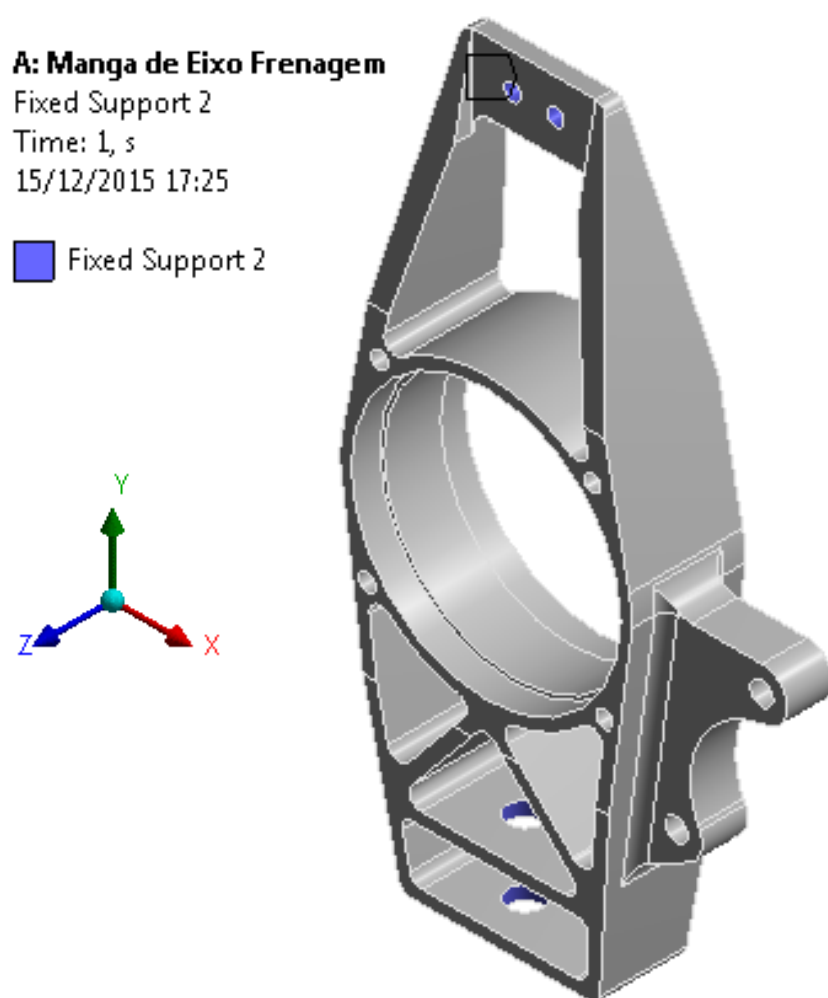


Figura 21. Pontos de fixação

5.2.1 Frenagem

A frenagem é a situação de carregamento mais crítica pois envolve um número maior de esforços na manga de eixo decorrente da transferência de carga da traseira para a dianteira e o torque de frenagem da pinça de freio. Os vetores estão representados nas figuras abaixo.

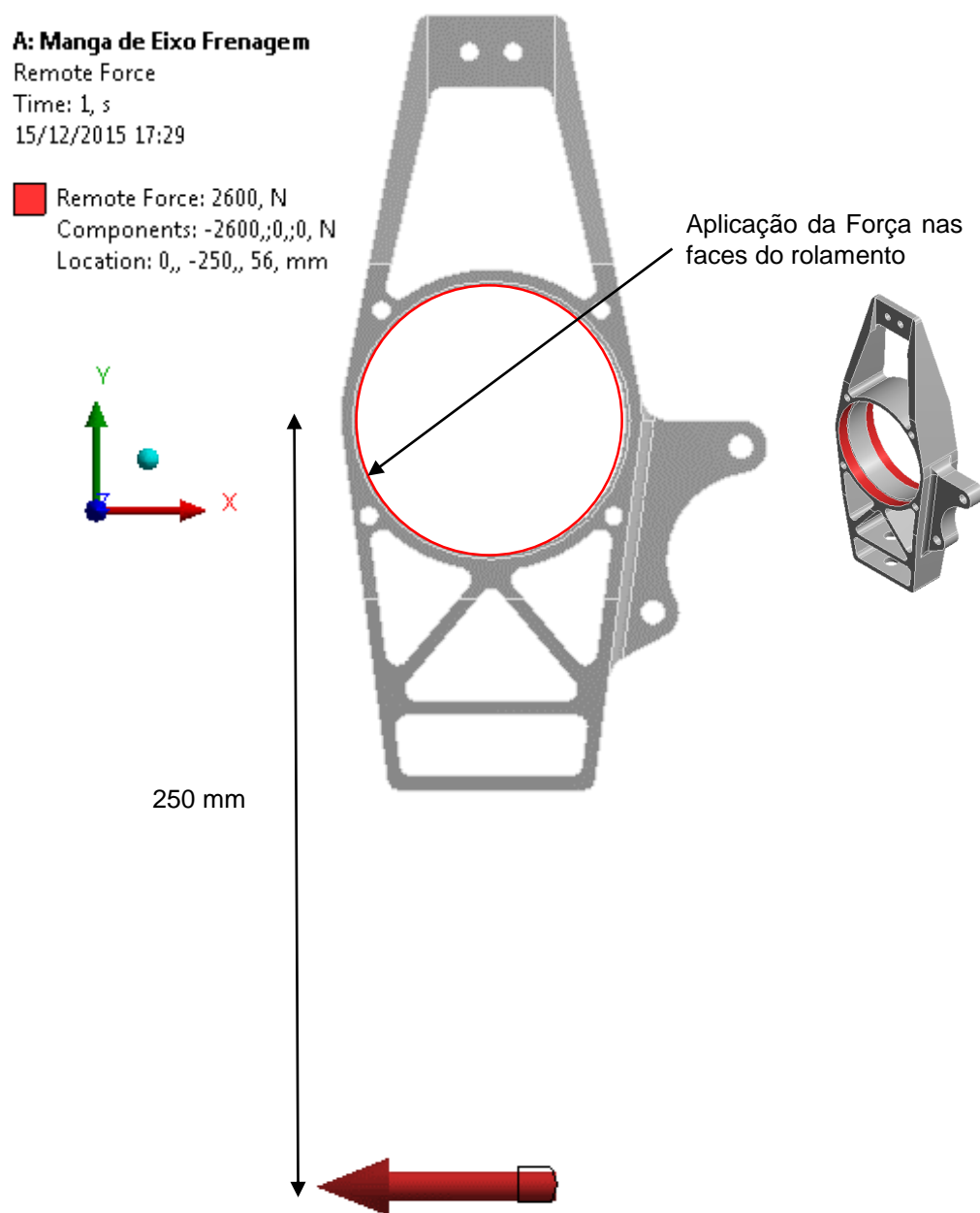


Figura 22. Força pneu solo

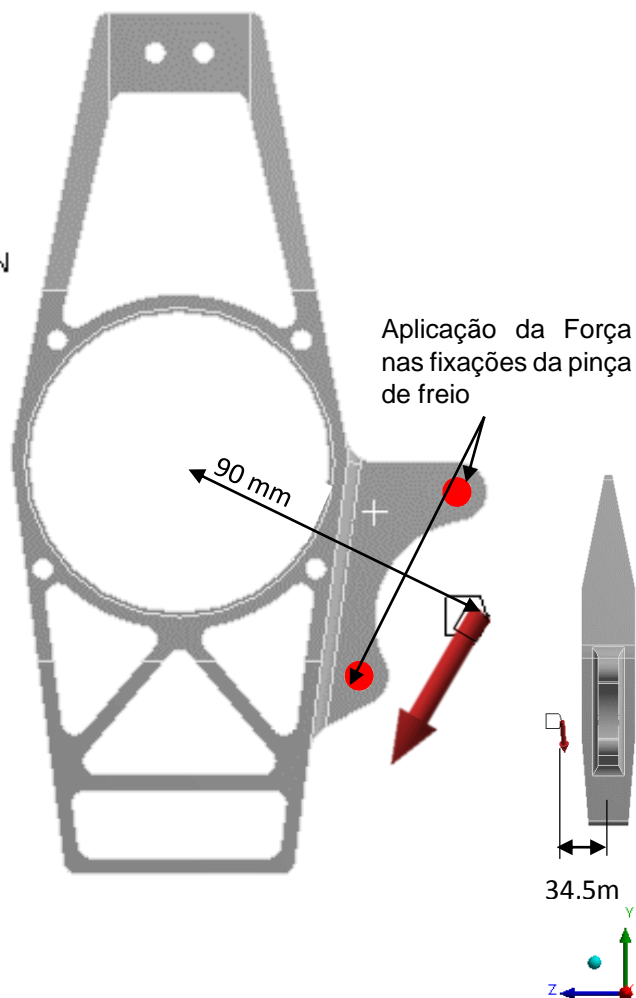
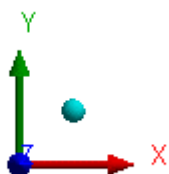
A: Manga de Eixo Frenagem

Remote Force 2

Time: 1, s

15/12/2015 17:35

Remote Force 2: 1650, N
Components: -1061,,-1259,9;-96,915 N
Location: 95,, -48,, 34,5 mm

*Figura 23. Torque de frenagem*

A: Manga de Eixo Frenagem

Force

Time: 1, s

15/12/2015 17:41

Force: 1150, N
Components: -0,,-1150,,-0, N

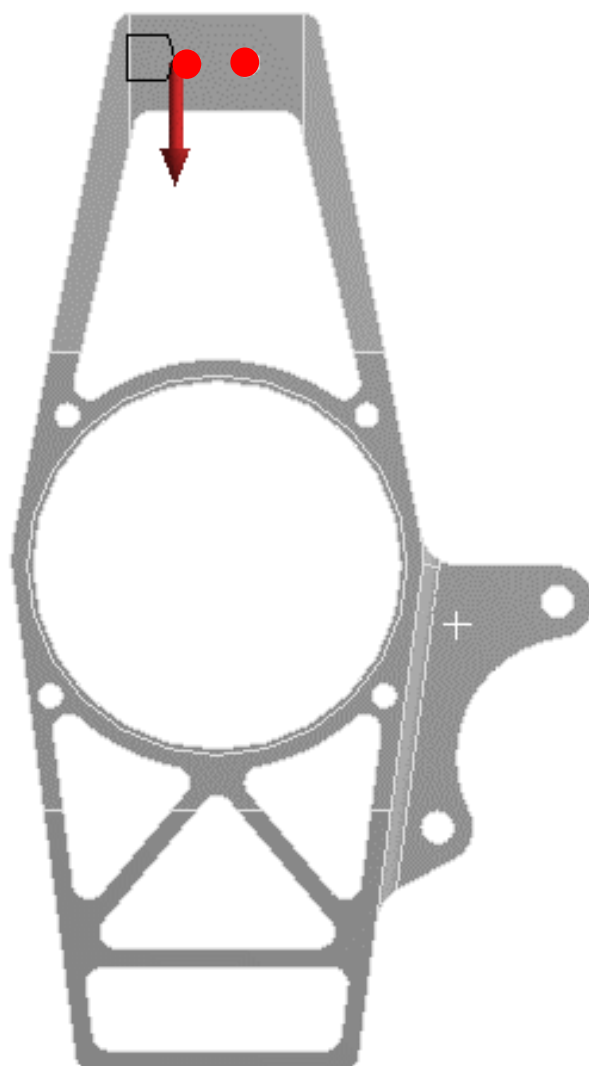
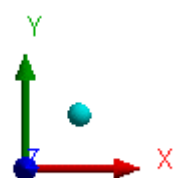


Figura 24. Força peso frenagem

Após modelagem dos carregamentos foi executado o solver para visualização das tensões atuantes na peça conforme figura 25.

A: Manga de Eixo Frenagem

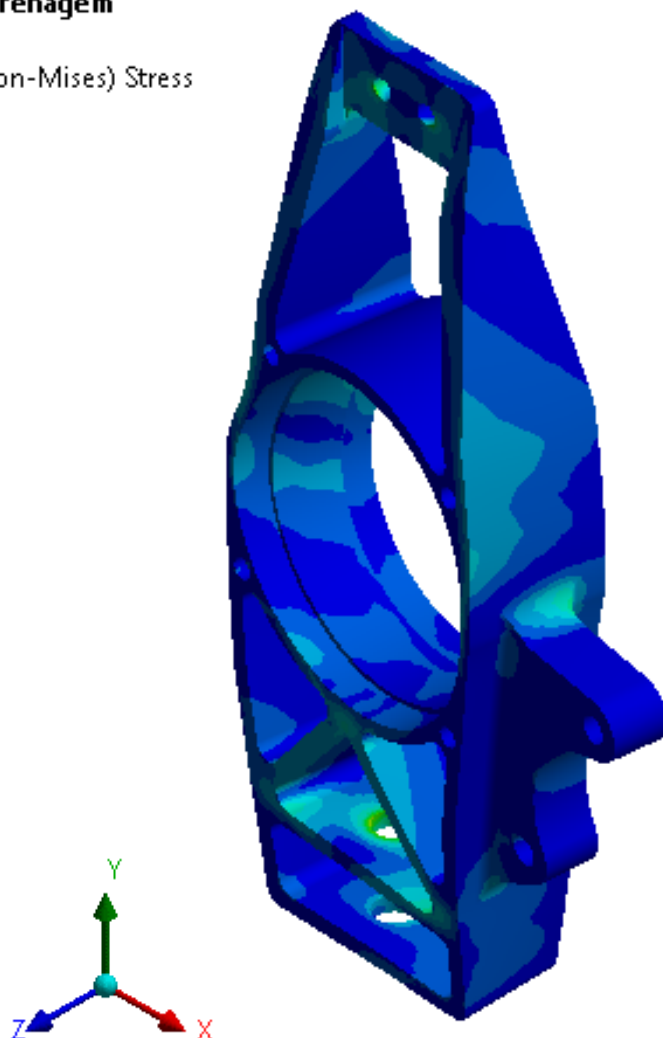
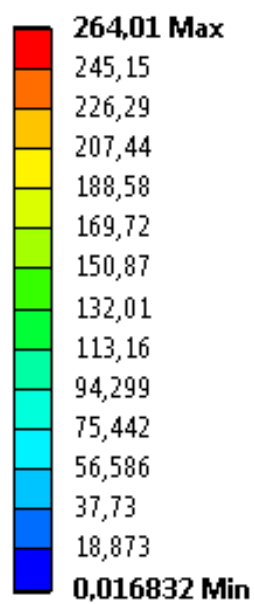
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

15/12/2015 17:43

*Figura 25. Tensões frenagem***5.2.2 Curva**

Para o caso de carregamento em curva, a direção do vetor “solo ”é alterada conforme visualização da figura 26.

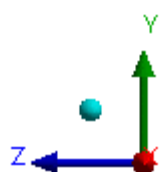
B: Manga de eixo Curva

Remote Force

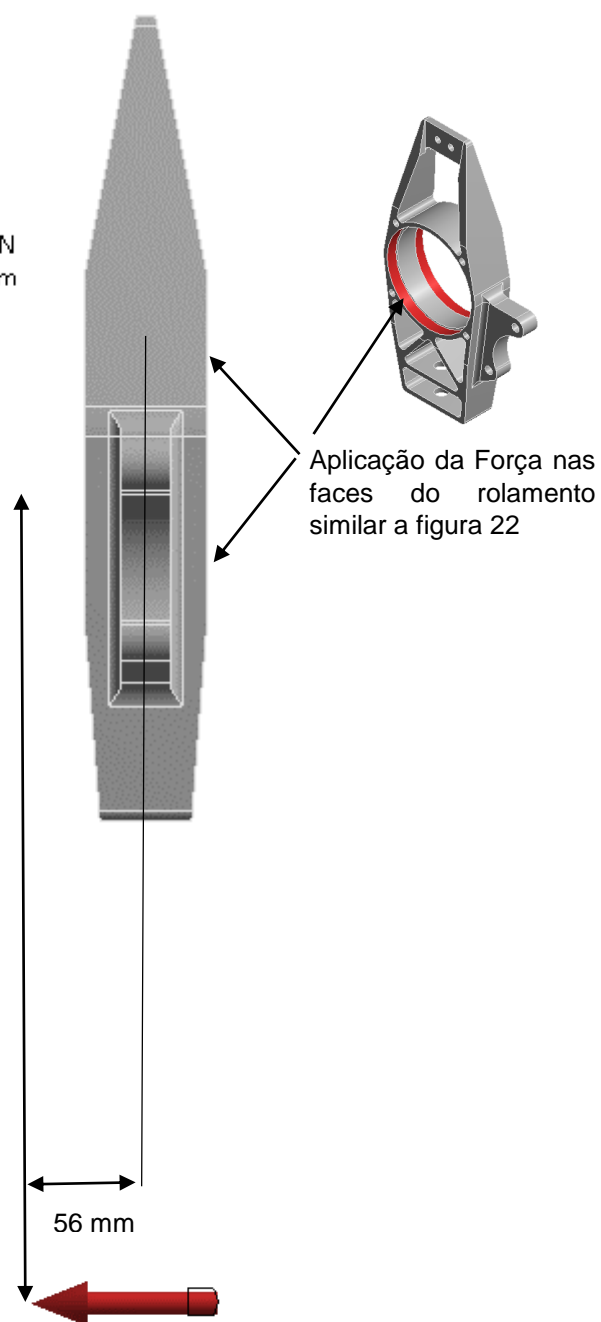
Time: 1, s

15/12/2015 17:54

Remote Force: 3000, N
Components: 0,,0,,3000, N
Location: 0,, -250,, 56, mm



250 mm



Aplicação da Força nas
faces do rolamento
similar a figura 22

56 mm

Figura 26. Carregamento em curva

B: Manga de eixo Curva

Force

Time: 1, s

15/12/2015 18:01

Force: 1300, N
Components: 0,-1274,8;254,95 N

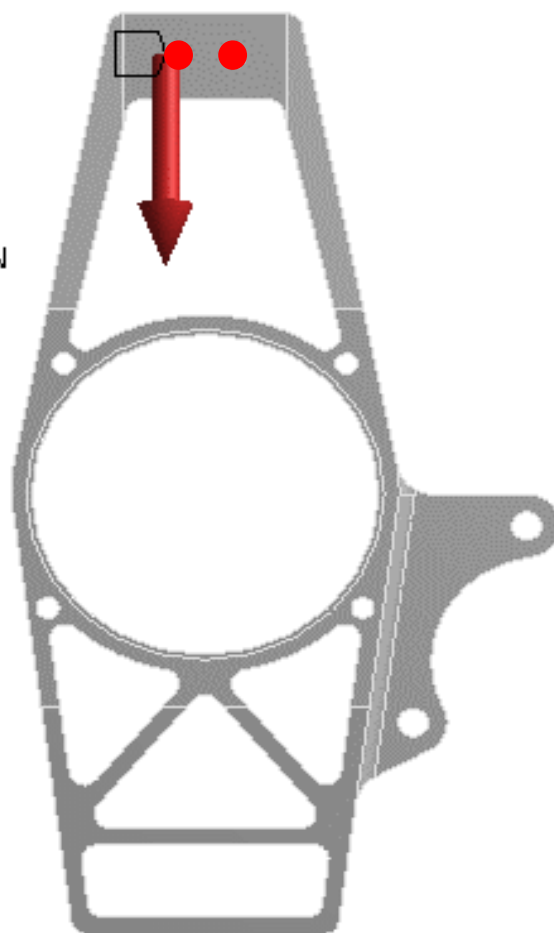
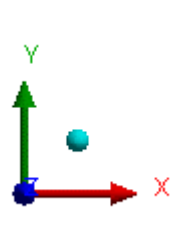


Figura 27. Carregamento vertical

B: Manga de eixo Curva

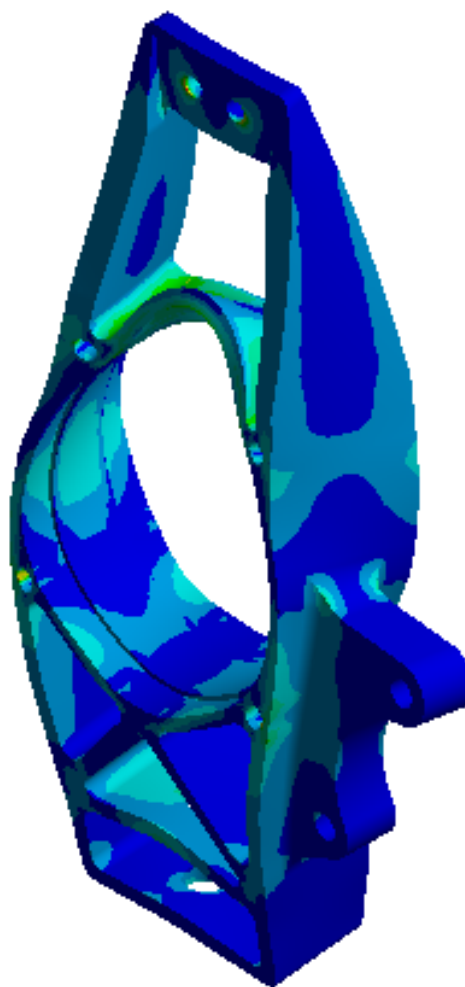
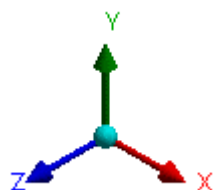
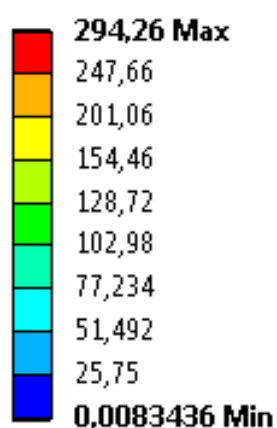
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

15/12/2015 18:04

*Figura 28. Tensões curva***5.3 Material Utilizado**

Como referido anteriormente, é justificada a escolha por um material de baixa densidade em razão do alívio de massa. E, assim, de acordo com o processo de fabricação definido, o emprego do Alumínio se enquadra nos pré-requisitos. A escolha das características do metal para este trabalho levou em consideração o fácil acesso do material por parte da equipe, custo e principalmente os requisitos de carregamento

encontrados na simulação computacional. Por isso a liga que melhor se enquadrrou para o projeto foi a 6351-T6.

Tabela 5 - Características do material

Propriedade Físicas	Métrica
Densidade	g/c³
Propriedades Mecânicas	
Dureza Brinell	95
Dureza Knoop	130
Dureza Rockwell A	40
Dureza Rockwell B	60
Dureza Vickers	107
Resistencia tensão de ruptura	310 MPa
Resistencia tensão de escoamento	<u>283</u> MPa
Alongamento até a ruptura	14% @Espessura 1.59 mm
Modulo de Elasticidade	<u>68.9</u> GPa
Poisson	0.33
Resistencia a Fadiga	<u>89.6</u> MPa @# de ciclos 5.00e+8
Modulo de Cisalhamento	<u>26.0</u> GPa
Resistencia ao Cisalhamento	<u>200</u> MPa
Componentes no material	
Alumínio, Al	95.9 - 98.5 %
Silício, Si	0.70 - 1.3 %
Magnésio, Mg	0.40 - 0.80 %
Ferro, Fe	<= 0.50 %
Titânio, Ti	<= 0.20 %
Zinco, Zn	<= 0.20 %
Cobre, Cu	<= 0.10 %
Manganês, Mn	0.040 - 0.080 %
Outros, total	<= 0.15 %
Outros, cada	<= 0.05 %

6 CONCLUSÃO

Com a finalização deste trabalho, nota-se a importância da interconexão entre as áreas de desenvolvimento do projeto de suspensão de um veículo. Exemplificadamente, pode-se citar o método de divisão de projeto em análise dinâmica e dimensionamento estrutural dos componentes a qual envolveram-se dois projetistas.

Como resultado do trabalho em conjunto foi possível padronizar os pontos de pivotamento, resultando, assim, em uma manga de eixo universal, a qual possibilita a utilização da mesma peça em todas as rodas, somente diferindo na montagem, o que contribui sensivelmente para a redução do custo de fabricação, reparabilidade e manutenção. Estes fatores estão de acordo com o principal objetivo que a competição Formula SAE proporciona aos estudantes de engenharia durante a graduação, quais sejam, exercitar o trabalho em grupo e o desenvolvimento de ideias.

A partir da revisão bibliográfica foi possível compreender todos os fatores relevantes que definem a geometria de suspensão de um veículo, a qual necessitou um estudo prévio de dinâmica veicular com foco na aplicação em que o veículo irá operar, tais como conforto, performance e necessidades do motorista.

Além disso, é importante ressaltar que o alívio de massa em protótipos de alta performance é fator que contribui para a eficiência energética, bem como para questões ambientais relacionadas ao consumo de combustível, sendo que tal necessidade também está presente em requisitos governamentais para a produção de veículos em massa.

Durante a verificação dos requisitos de projeto, houve a necessidade de um levantamento das condições limitantes daquele, como por exemplo, a pré-definição das dimensões de roda e pinça de freio, o que limitou as fronteiras dimensionais da manga de eixo. Isso caracteriza uma condição mais próxima da realidade da indústria, onde muitas vezes é necessário o reaproveitamento de peças por questões de custo e acessibilidade.

Para a análise estrutural, foi necessária a discussão sobre quais carregamentos realmente influenciam no projeto da manga de eixo nos quesitos estruturais, assim chegando na conclusão de que a frenagem é a pior condição de uso para um protótipo

Formula SAE, onde o circuito padrão não expõe o veículo a imperfeições do solo como buracos e ondulações agressivas. Por tal razão, foi economizado trabalho computacional em outros casos como aceleração longitudinal e solavancos.

Em relação a definição do processo de fabricação, o foco foi estudar os recursos da equipe Formula UFSM especificamente, aliando baixo custo, baixo peso e acessibilidade ao processo de fabricação. Assim, foram abordados conceitos de fabricação diferentes, porém direcionados a realidade. Então, assim, concluiu-se que a usinagem CNC se enquadrou melhor com base na matriz de decisão, concordando com os pré-requisitos de projeto. Porém, o item de fabricação em larga escala não foi citado pois a competição Formula SAE só permite um protótipo por equipe anualmente, apesar do critério de regulamento exigir um projeto para mil carros anuais.

Para a diminuição do número de fixadores, o trabalho foi direcionado à fixação superior da manga de eixo, a qual haviam oito parafusos de diâmetro 4 mm que compunham o sistema de ajuste de camber. Então, juntamente com o estudo de dinâmica veicular, foi possível mudar os pontos de pivotamento e, assim, simplificando o ajuste de camber e alcançando o número de dois parafusos de diâmetro 6 mm, o que também contribuiu para o alívio de massa, diminuição de custos e melhoria na manutenção.

Tendo em vista como requisito de projeto o alívio de massa em relação a manga de eixo anterior (735 Gramas), a ferramenta que possibilitou alcançar a meta sem comprometer estruturalmente a peça, foi o software *Ansys®* de análise em Elementos Finitos. Tendo os carregamentos teóricos, foi possível projetar a manga de eixo e utilizar o fator de segurança calculado pelo projetista da análise dinâmica, assim aproximando ao máximo do limite de escoamento do material escolhido.

No modelo final de elementos finitos foram detectadas superfícies de tensão excedendo o limite de escoamento do material, porém localizadas em pontos de fixação, o que comumente ocorre devido ao fator de concentrador de tensão advindo da geometria com faces perpendiculares. Porém, tal situação não afeta a integridade da manga de eixo.

Portanto, os requisitos de projeto foram alcançados em totalidade, com um resultado final enxuto e concomitantemente nos padrões de realidade das atuais competições Formula SAE.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Apesar da manga de eixo ser um projeto em que a fabricação foi realizada e a peça testada em condições reais de pista sem sofrer nenhuma avaria, ainda é preciso o fechamento do ciclo total de projeto com a validação por sensoriamento do protótipo. Tendo isto em mente, a aquisição de dados em pista permite uma realimentação do modelo computacional para medir a porcentagem de erro existente, só assim aproximando o modelo à realidade.

Para a validação, se torna necessária a aplicação de extensometria na manga de eixo e aquisição de dados por acelerômetro. Dessa maneira se torna possível o cruzamento dos dados de entrada do carregamento do pneu com a deformação da peça em comparação ao modelo.

Partindo dos dados do modelo da manga de eixo, se traçaria a estratégia de aplicação dos extensômetros na região de maior deformação. E, assim, seria necessária uma interpretação dos dados e realimentação do modelo, podendo otimizar a utilização do material para um projeto futuro de manga de eixo.

8 REFERÊNCIAS

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. SAE – Society of Automotive Engineers (ISBN 1-56091-736-9), Warrendale, USA, 1992.

KLAVA, Bheno. **Desenvolvimento das etapas de análise e otimização estrutural de uma manga de eixo**. 2003. 120f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

LIMBERGER, I. F.; SCHWALBERT, M. P.. **Mecânica dos sólidos**. Caderno didático – Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria, 2010, p. 365.

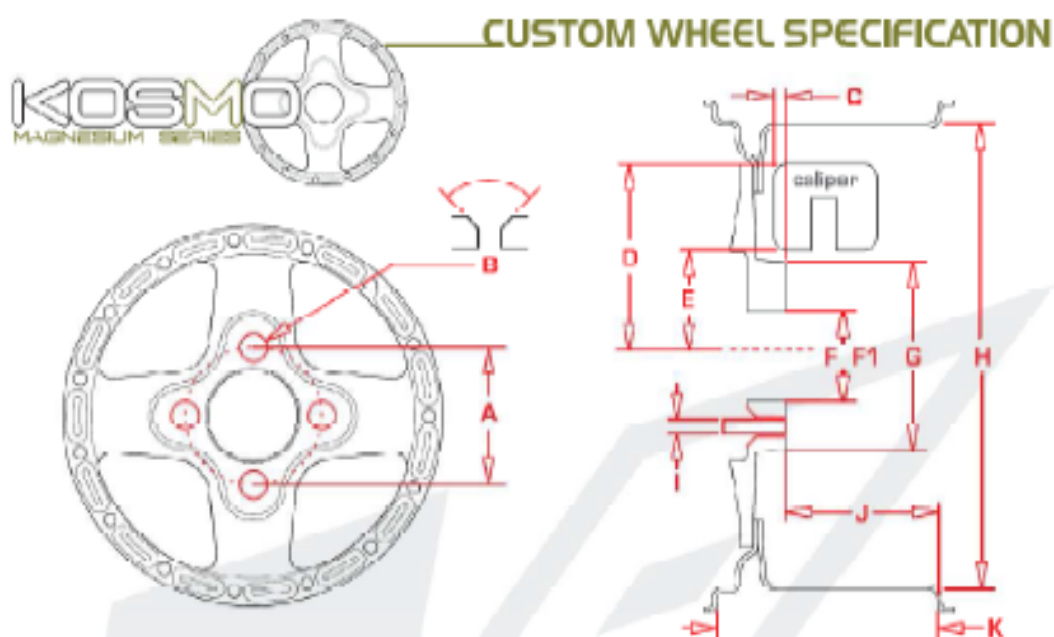
MILLIKEN, William F. **Race car vehicle dynamics**. SAE – Society of Automotive Engineers, Warrendale, USA, 1995.

NICOLAZZI, Lauro Cesar. **Notas de aula**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

TREMAYNE, David. **The science of Formula 1 design – expert analysis of the anatomy of the modern Grand Prix car**. USA, 2004.

ANEXOS

Anexo A – Dimensões de roda



WHEEL SPECS

[bolt circle diameter]	A	100 mm
[c/sink angle]	B	60°
[critical dim. actual]	C	5 mm
[critical dim. actual]	D	150 mm
[critical dim. actual]	E	75 mm
[actual size]	F	60 mm
[actual size plus clearance]	F1	60,5 mm
[hub pad diameter]	G	130 mm
[wheel diameter]	H	13"
[actual diameter of stud]	I	10 mm
[backspacing to inner flange]	J	4,75"
[width of wheel]	K	6"

CUSTOMER INFORMATION

customer name	Cristiano Ubessi
phone number	+55 55 9607 3879
address	Roraima Av., 1000 – Santa Maria, RS, Brazil
email	cristiano.formula@gmail.com
signature	
car type	Formula SAE
car weight	250 Kg

G-load capacity 1.7g Cornering – 2g Braking (No ground effect)

FOR CENTER LOCK WHEELS

length of stub axle	
center lock washer diameter	
usual drive pin diameter	
drive pin length	
drive pin bolt circle	
drive pin qty	
thickness of center lock washer	