

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UM PAR DE MANGAS DE EIXO
AUTOMOTIVAS PARA A FÓRMULA SAE

por

Evandro Luís Flesch

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE UM PAR DE MANGAS DE EIXO
AUTOMOTIVAS PARA A FÓRMULA SAE

por

Evandro Luís Flesch

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Eng. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Eng. André João de Souza

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Eng. Flávio José Lorini

Prof. Dr. Eng. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Prof. Dr. Eng. Vilson João Batista

Porto Alegre, 03 de dezembro de 2010.

Aos meus pais, Nélio e Iraci, pela sua extrema dedicação, carinho,
sabedoria e confiança para com a minha pessoa;

Aos professores do ensino público básico, fundamental, médio e superior,
pela sua dedicação em prol da educação;

Aos colegas e ex-colegas da indústria com quem já tive o prazer de colaborar;

Aos laboratórios da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, em especial
ao Laboratório de Metalurgia Física, pela cooperação e oportunidades;

Aos grupos discentes desta universidade, em especial o Museu do Motor e
à equipe RSR de Fórmula SAE, pelo aprendizado e convívio;

Aos colegas, amigos e familiares que me apoiaram ao longo dessa jornada;

O meu mais sincero muito obrigado!

FLESCH, E. L. **Projeto de um par de mangas de eixo automotivas para a Fórmula SAE.** 2010. 26 fls. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Este trabalho visa documentar os detalhes referentes ao projeto de um par de mangas de eixo automotivas. Tais componentes serão empregados em um veículo experimental desenvolvido por estudantes da universidade para desenvolvimento de um segundo veículo que representará a escola em uma competição de engenharia. A manga de eixo é o elo entre o conjunto de roda e pneu e os braços de suspensão do veículo, sendo responsável por sua dirigibilidade, estabilidade e comportamento. Questões relativas à sua influência no comportamento do veículo, à interferência com outros componentes e à fabricação são abordadas. Métodos de análise estrutural com auxílio computacional são empregados para estimar seu comportamento frente a suas condições de operação. Os esforços internos estimados após sucessivas iterações no desenho da geometria do componente mantiveram-se em patamares aceitáveis para o material escolhido. Os desenhos de conjunto mostraram-se adequados, de maneira a permitir a execução do componente, restando apenas a definição do conjunto de freios a ser utilizado.

PALAVRAS-CHAVE: projeto automotivo, manga de eixo, Fórmula SAE

FLESCH, E. L., **Project of an automotive wheel carrier pair to Formula SAE**. 2010. 26p. Monograph (Final Project Graduation of Mechanical Engineering) – Mechanical Engineering Department, Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

The aim of this work is to register the details according to the automotive wheel carrier pair project. Such components will be employed in an experimental vehicle developed by the university students to make a second car, which will represent the school in the Formula SAE Engineering Competition. The wheel carrier is the final frontier between wheel/tire package and vehicle suspension brackets, being responsible for its handling, stability and behavior. Topics about its influence in vehicle's behavior, assembly issues and manufacturing are discussed. Computational structural analysis methods are employed to estimate the component behavior on the operating conditions. The internal stresses, estimated after successive iterations on the component geometry, have been in an acceptable level considering the chosen material. The assembly drawings proven be adequate, in order to allow the manufacture of the wheel carrier, just remaining the decision about the brake system that will be utilized.

KEYWORDS: Automotive project, wheel carrier, Formula SAE

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3.1. ADERÊNCIA DOS PNEUS EM VEÍCULOS AUTOMOTORES.....	1
3.2. REGULAMENTO DA COMPETIÇÃO.....	3
4. METODOLOGIA.....	3
4.1. COMPROMISSOS DE PROJETO.....	3
4.2. PROPOSTAS INICIAIS.....	5
4.3. ANÁLISE ESTRUTURAL PRÉVIA.....	9
4.3.1. Carregamento Térmico.....	9
4.3.2. Carregamento Mecânico.....	10
4.4. APRIMORAMENTO DA PROPOSTA.....	11
4.5. ANÁLISE DE CONJUNTO.....	13
5. AVALIAÇÃO DO PROJETO E DISCUSSÃO.....	14
6. CONCLUSÕES.....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
ANEXO I – ÂNGULOS CARACTERÍSTICOS DO CONJUNTO DE RODA E PNEU AUTOMOTIVO (Merling, 2007).....	16
APÊNDICE – DESENHOS DOS COMPONENTES DA MANGA DE EIXO.....	18

1. INTRODUÇÃO

No âmbito das competições automobilísticas, a Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade (SAE, na sigla originária em inglês de *Society of Automotive Engineers*) desenvolve uma competição de engenharia focada no desenvolvimento de um veículo para lazer de baixo custo, baixo peso e conseqüentemente menor impacto ambiental que os tradicionalmente utilizados para esse fim. Tal competição de engenharia expõe os estudantes às condições reais de trabalho, exigindo dos mesmos a aplicação dos conhecimentos adquiridos a fim de permitir que possam melhorar o seu entendimento sobre o que é engenharia, suas aplicações, possibilidades, limitações e efeitos.

A competição em questão é a Fórmula SAE, onde os alunos devem construir um veículo simulando que o mesmo seja empregado como carro de competição por pilotos amadores. Deve, portanto, possuir baixo custo, fácil manutenção, bom desempenho e, acima de tudo, oferecer segurança ao usuário. Deve também ser projetado e construído integralmente pelos alunos, o que torna necessária a documentação do projeto para que futuros integrantes da equipe da universidade possam ter acesso às informações e um melhor entendimento da metodologia adotada. Desta forma, o auxílio ao projeto discente neste trabalho é máximo, uma vez que se apresentam por completo as etapas do projeto de um componente do veículo [SAE International, 2010]

Como a peça em questão (manga de eixo, que faz a realocação das forças vindas do solo para o sistema de suspensão do veículo) influi no desempenho e segurança do veículo, optou-se dentro da equipe em delegar seu projeto aos integrantes com maior experiência ou em final de curso. Neste caso específico, a manga será projetada para um veículo de testes da equipe, possuindo características diferenciadas do veículo que irá participar do evento oficial.

2. OBJETIVOS

O trabalho realizado apresenta métodos de engenharia aplicados ao projeto de um componente automotivo de grande compromisso. O foco é obter o projeto de dois componentes (manga de eixo dianteira direita e dianteira esquerda) para utilização em um veículo de testes da equipe de Fórmula SAE da universidade. Tal projeto consiste de análises dos parâmetros do componente que influenciam a dirigibilidade do veículo (no que tange ao posicionamento do pneu sobre o solo), bem como da definição de sua geometria e material.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. ADERÊNCIA DOS PNEUS EM VEÍCULOS AUTOMOTORES

No caso de contato mecânico com o solo, nos últimos duzentos anos, diversos meios foram desenvolvidos para galgar uma rodagem suave de veículos, priorizando o conforto dos ocupantes do automóvel. Dois elementos de rigidez bastante inferior à do restante do automóvel são utilizados atualmente para absorção das vibrações: o pneu e a mola.

Combinado a esses elementos capacitivos, que absorvem a energia através de grandes deformações elásticas e variação de pressão, um elemento dissipador de energia trata de estabilizar o sistema: o amortecedor. Uma parcela menor da energia proveniente do deslocamento da massa do veículo em relação ao solo também é dissipada pela própria mola e pelo pneu, bem como demais elementos que sofrem carregamento e se deformam elasticamente (roda, ponta de eixo, bandejas de suspensão, chassi, etc.) [Stoll *et al.*, 2001].

Quando em estado não-inercial, automóveis são submetidos a três conjuntos de forças distintas [Milliken e Milliken, 1994]: uma força de campo (gravitacional terrestre), responsável por fazer surgir uma força na direção vertical descendente em todos os elementos do veículo; uma força de contato, reagindo à força peso através do contato do pneu com o solo, podendo também ter componentes no plano dependendo da ação do veículo; uma força aerodinâmica, distribuída sob a forma de pressão ao redor de todo o veículo, agindo nas três direções, crescente com a diferença de velocidade entre o veículo e o fluido que o circunda.

O comportamento do veículo quando no solo, em especial sobre uma superfície suficientemente rígida como o asfalto, geralmente só é alterado diretamente pelo condutor através de variação nas forças de contato dos pneus. Caso a força vertical incidente sobre um pneu, multiplicada pelas condições de atrito no plano (altamente variantes), seja menor do que a força no plano necessária para conter o deslizamento deste pneu em relação ao solo, o veículo irá sair do equilíbrio. Esta força no plano pode ser advinda da realização de uma curva, pela aplicação de torques nas rodas do veículo (aceleração ou desaceleração impostas pelo condutor) ou ainda devido à força resultante aerodinâmica sobre o veículo ter componentes no plano. Desta forma, considerando-se as condições de atrito independentes da direção das forças no plano, um veículo deve ser capaz de suportar uma determinada aceleração máxima de sua massa no plano de forma randômica, ou seja, o módulo da aceleração máxima admissível deve ser igual em todas as direções. Isso descreveria um círculo de máxima capacidade de adesão (Fig. 3.1), proposto por Milliken e Milliken [1994].

Contudo, as condições de atrito sobre o solo variam (figura 3.1), bem como a força vertical sobre cada pneu. De maneira geral, pode-se dizer que o coeficiente de atrito diminui com o acréscimo de carga vertical, diminuindo também com a redução da área de contato do pneu com o solo, bem como com o ponto de contato (quando este se situa na lateral do pneu). De forma resumida, os pneus são sensíveis à carga/pressão de contato [Milliken e Milliken, 1994]. A transferência de carga que altera a força vertical sobre o pneu pode ser calculada com equações simplificadas encontradas na literatura [Gillespie, 1992].

Quando ocorre o aumento de carga sobre um pneu, este sofre maior deformação e a área em contato com o solo cresce. Portanto, as condições são interdependentes; não é possível haver alteração de área de contato sem que haja variação de carga, e vice-versa. Para um determinado pneu, o coeficiente de atrito diminui com o aumento de carga, mesmo levando-se em consideração o aumento de área. Isso ocorre porque a pressão de contato sempre aumenta com o acréscimo da carga (uma vez que o fluido que está no interior do pneu, ao ser comprimido, aquece, aumentando de pressão, enquanto a estrutura do pneu não permite grandes deformações). Desta forma, o acréscimo em força de atrito em um pneu não é diretamente proporcional à força normal sobre este [Milliken e Milliken, 1994].

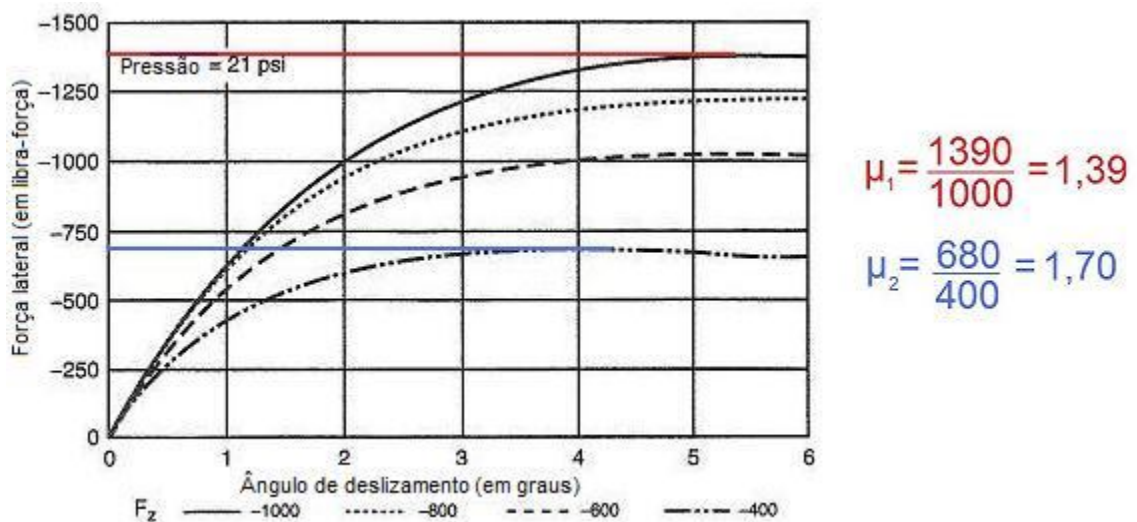


Figura 3.1: Força no plano em função de vários ângulos de deslizamento e várias cargas normais (F_z), desmonstrando a variação do coeficiente de atrito para duas cargas diferentes (em vermelho e azul)[Milliken e Milliken, 1994]

Da mesma forma, para atingir máximo atrito o ideal é que o centro de contato com o solo seja o centro da banda de rodagem, pois nesta zona a rigidez é bastante inferior à das laterais, permitindo que o pneu se deforme mais do que se apoiado próximo às laterais. Isso permite maior área de contato, logo maior aderência [Smith, 1978].

Em veículos de passeio o pneu trabalha próximo da vertical em quase todos os momentos. Em veículos de competição submetidos a acelerações laterais, a geometria da suspensão e a rolagem em curvas alteram sensivelmente a posição do pneu em relação à vertical, exigindo que as rodas mantenham um ângulo com relação à vertical quando estáticas (o chamado *camber*, observado no plano frontal do veículo). Quando em curva, devido à rolagem, o pneu do lado externo (sob maior carregamento) move-se para a vertical. Além disso, a inclinação do pneu é benéfica em trechos em linha reta, pois diminui o atrito de rolamento do veículo, uma vez que o coeficiente de atrito diminui perante a maior pressão de contato [Smith, 1978]. A definição de cada ângulo do conjunto roda e pneu e suas características são apresentadas no ANEXO I [Merling, 2007].

3.2. REGULAMENTO DA COMPETIÇÃO

As regras a serem observadas [SAE, 2010] limitam em sua maioria itens relativos à segurança do veículo. O veículo desenvolvido participa de provas estáticas e dinâmicas.

As provas estáticas merecem atenção, pois um bom projeto é necessário para apresentação e para garantir um custo baixo do componente. As provas dinâmicas, excetuando-se a de aceleração, exigem do veículo uma grande dirigibilidade. O regulamento determina que nos circuitos percorridos pelo veículo haja curvas com um mínimo de 9 metros de diâmetro externo. O regulamento também especifica uma velocidade média entre 40 e 57 km/h. Assim, um grande número de curvas travadas de baixíssima velocidade faz-se presente.

Dentre as limitações do veículo, estão a distância mínima de entre eixos (1525 mm), bem como as medidas mínimas do *cockpit* que acabam obrigando o veículo a possuir um comprimento igual ou superior a 2,5 m. As rodas devem possuir um diâmetro entre 8 polegadas (203,2 mm) e 14 polegadas (355,6 mm), sendo permitido direcionamento do veículo através da movimentação de no mínimo duas delas. As outras duas podem ser movidas em torno de seu eixo vertical, porém em um ângulo máximo de 6°.

A suspensão do veículo deve obrigatoriamente permitir à roda uma movimentação vertical de 2,0 polegadas, sendo 1,0 polegada para cada movimento ascendente e descendente. Com o piloto a bordo, a altura mínima entre o veículo e o solo, excetuando-se os pneus, deve ser de 1,0 polegada em situação estática. Em caso de dirigibilidade duvidosa do veículo, ter-se-á sua exclusão da prova em que participa.

Durante o evento é permitida alteração de graus de liberdade da suspensão, troca de molas e demais ajustes como de pressão nos pneus, entre outros.

4. METODOLOGIA

4.1. COMPROMISSOS DE PROJETO

O ponto de partida do projeto, juntamente com a pesquisa bibliográfica, foi a observação das soluções encontradas por outras universidades, bem como o estudo a partir dos conhecimentos adquiridos. Deve-se observar que neste projeto serão elaborados componentes para um veículo de testes da equipe. Sendo assim, o maior número possível de exigências do regulamento será respeitado – desde que isso não acarrete prejuízos à equipe –, uma vez que o objetivo deste protótipo é familiarizar os pilotos e a equipe com as provas aplicáveis na competição.

As metas de projeto da equipe visam, além da segurança do ocupante, o mínimo peso possível e o mínimo custo praticável. O compromisso econômico/estrutural é o motivo da busca de uma geometria resistente, porém com custo reduzido de obtenção, para o componente. A fim de permitir uma redução de custos, os pneus e rodas empregados neste protótipo são diferenciados.

Devido às provas serem breves e ser proibido o aquecimento dos pneus, a competição exige pneus compostos de borracha com altíssima adesão em baixas temperaturas, geralmente bastante macios (dureza inferior a 40 Shore A, segundo a norma DIN 53505 [www.mgpneus.com.br, acessado em 25/10/10]). Estes compostos são encontrados no mercado em valores próximos de R\$ 2.000,00 (conjunto de 4 pneus) e apresentam baixa

durabilidade. Para possibilitar o desenvolvimento de diversos sistemas do veículo, testes e aquisição de dados são fundamentais. Assim a equipe optou por utilizar pneus menores em seu veículo de testes (os populares pneus de *kart*), com custo próximo de R\$ 300,00 para cada conjunto de 4 pneus, com durabilidade superior, uma vez que os compostos apresentam menor aderência e maior dureza. Tais pneus utilizam rodas com diâmetro de 5 polegadas, substancialmente menores que as de diâmetro 8 polegadas exigidas como mínimo pelo regulamento. Isto exige um formato de manga de eixo completamente adverso ao de uma utilizada em rodas de 8 polegadas de diâmetro, uma vez que a interação com outros componentes não permite que a manga de eixo situe-se inteiramente dentro da roda como em casos usuais.

Para redução de peso e custo, o material deve apresentar elevada resistência mecânica. A escolha recai sobre os metais, uma vez que os materiais cerâmicos, poliméricos ou mesmo compósitos, apesar de satisfazerem alguns requisitos de projeto, pecam no custo.

A geometria do componente deve ser passível de execução através de métodos conhecidos de fabricação. Por isso, a elaboração de um projeto voltado à fabricação e à montagem é essencial. Em função da alta resistência mecânica desejada e do pequeno número de componentes a ser obtido, o custo de desenvolvimento do ferramental requerido deve ser reduzido (se possível, evitado). Assim, a escolha recai sobre o processo de usinagem.

Além disso, a interação da manga de eixo com os demais componentes da suspensão veicular e até com outros subsistemas do veículo limita a sua possível geometria. Isto pode ser visto na Figura 4.1, onde a porção traseira de um veículo do tipo Fórmula 1 é vista. Deve-se atentar para a manga de eixo ser vazada a fim de possibilitar a passagem de ar para resfriamento do sistema de freios traseiro.

Além do sistema de freios, a manga de eixo interage também com o próprio sistema de suspensão, o sistema de direção, a roda e o pneu. Assim, qualquer possibilidade de forma geométrica que esta pode assumir deve levar em conta estes sistemas, bem como a fabricação anteriormente descrita e o compromisso estrutural.

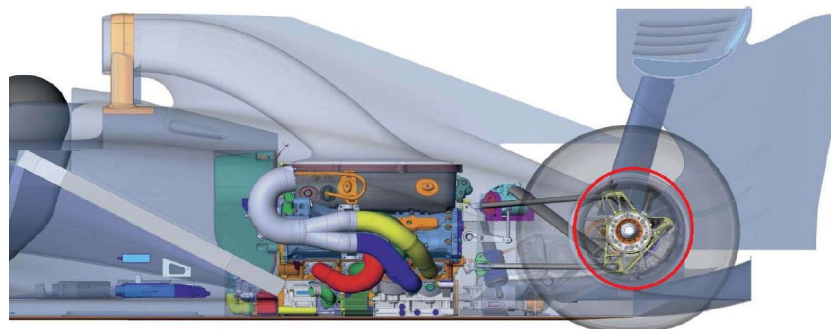


Figura 4.1: Interação aerodinâmica da manga de eixo (circulada em vermelho) com o sistema de freios regendo seu design em um veículo de Fórmula 1 [Racecar Engineering, 2010]

Conforme mencionado, extrair o máximo desempenho de um veículo sobre o solo significa possibilitar ao mesmo suportar a maior aceleração possível em todas as direções [Milliken e Milliken, 1994]. Como o atrito é dependente do comportamento do pneu frente à região de contato, área de contato e ângulo de deslizamento em relação à direção de deslocamento, é necessário que a suspensão permita ajustes sobre estas variáveis. Staniforth [1999] menciona que terminais rotulados são usualmente empregados para permitir alterações estáticas nos graus de liberdade desejados, variando o comprimento de cada um dos braços de suspensão e/ou direção.

Para que o controle do posicionamento do pneu sobre o solo seja realizado da maneira mais precisa possível é necessário que a manga de eixo sofra a menor deformação possível, bem como apresente mínimas folgas admissíveis em suas vinculações. Dessa forma, grandes inércias nas direções com maior esforço e boa qualidade de fabricação são cruciais.

Em função de a manga ser responsável pela alocação da roda em relação ao veículo, sua geometria define uma série de características de dirigibilidade que proporcionam uma condução não somente confortável como também segura do veículo. Basicamente, os ângulos

de câster, de inclinação do pino mestre, de câmber, de convergência e o raio de escorregamento são definidos pelo posicionamento da manga de eixo.

Após a definição dos objetivos em termos de geometria, a Tabela 4.1 foi gerada, elencando as prioridades de projeto e seu nível de importância.

Tabela 4.1: Requisitos de projeto e sua importância

REQUISITO	IMPORTÂNCIA
FACILIDADE DE FABRICAÇÃO	1º
CONFIABILIDADE ESTRUTURAL	2º
MANUTENÇÃO DOS ÂNGULOS CARACTERÍSTICOS DA RODA	3º
MÍNIMA INTERFERÊNCIA NOS COMPONENTES ADJACENTES	4º
ADAPTABILIDADE QUANTO À AJUSTES DE ÂNGULOS	5º
BAIXO PESO	6º
BAIXO CUSTO	7º
FACILIDADE DE MONTAGEM	8º
BAIXO VOLUME	9º

A facilidade de fabricação é tida como o requisito de maior importante em virtude do componente ser projetado de maneira a poder ser construído com máquinas operatrizes da própria universidade.

4.2. PROPOSTAS INICIAIS

Após observar o regulamento da competição e as soluções apresentadas por outras equipes, constatou-se que a manga de eixo deve:

- possibilitar um ângulo de esterçamento da roda de 35º de modo a contornar as curvas de diâmetro externo de 9 m;
- permitir ajustes dos graus de liberdade tanto em sua fixação inferior como superior, bem como no terminal do braço de direção;
- ser fabricada com liga metálica de elevada resistência mecânica, com boa usinabilidade e baixa densidade, a fim de que para uma mesma massa, um maior volume propicie maiores momentos de inércia;
- ser constituída de um material com módulo de elasticidade alto o suficiente para evitar deformações que possam levar à falha do componente;
- ser composta de um material cujas propriedades mecânicas se mantenham dentro de níveis satisfatórios em toda a faixa de temperatura a que o componente será submetido;
- permitir a fabricação e a montagem sem o auxílio de ferramentas especiais e que não provoquem maiores alterações metalúrgicas no metal de base.

A partir dessas premissas, um primeiro esquema foi desenvolvido (Fig. 4.2).

Uma imagem mostrando a interação entre a manga de eixo com os demais componentes do sistema de suspensão dianteiro do veículo pode ser vista na Figura 4.3.

A interação da manga de eixo com o conjunto roda/pneu ocorre através de uma árvore (ponta de eixo) que é biapoiada na manga de eixo através de dois mancais de rolamento, que por sua vez suportam também contato na direção axial. Esta ponta de eixo é vinculada em seu lado externo à roda, enquanto em seu lado interno é presa por uma porca que atua como elemento de ajuste de pré-carga entre a manga e os mancais de rolamento na direção axial. Assim, é possível ajustar a folga entre a ponta de eixo e a manga nesta direção.

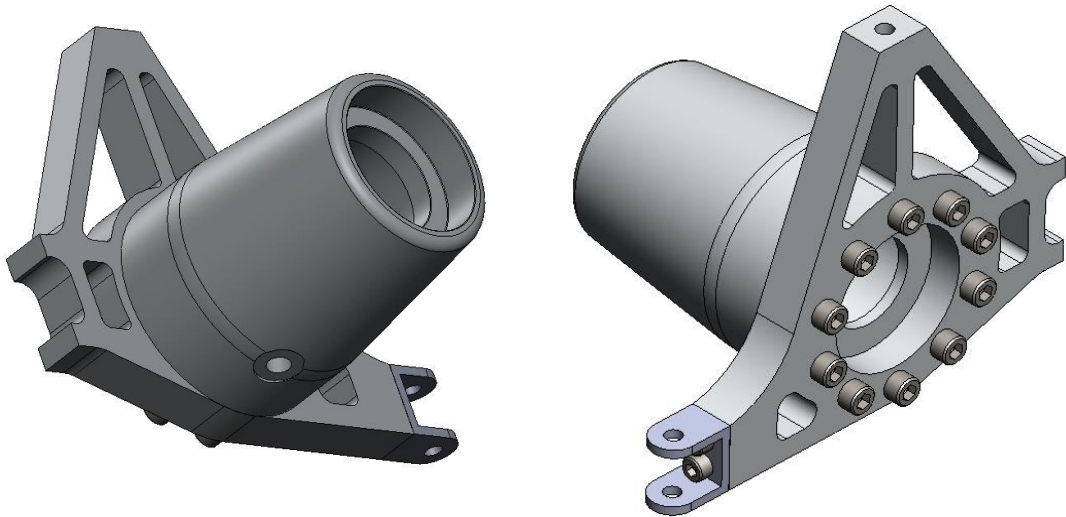


Figura 4.2: Esquema inicial da manga de eixo, dividida em três partes, apresentando vista isométrica de dois ângulos diferentes de observação

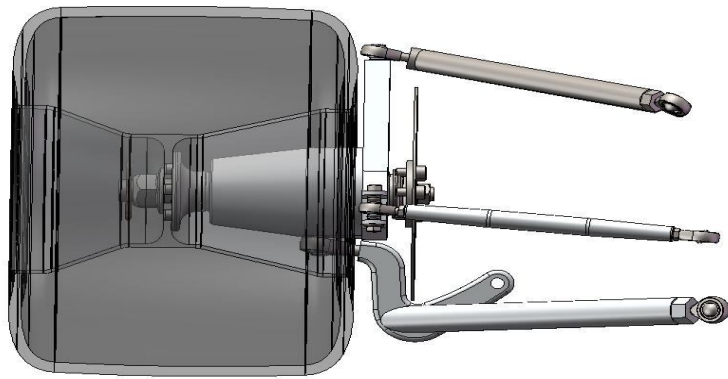


Figura 4.3: Esquema inicial da manga de eixo, posicionada em seu local de atuação, vinculando o conjunto de roda e pneu aos braços de suspensão e direção (vista posterior)

Na direção radial, o ajuste é realizado através de interferência entre a superfície externa da ponta de eixo e a superfície interna do mancal de rolamento. Da mesma forma, a superfície externa do mancal de rolamento interfere na superfície interna da manga de eixo.

As outras vinculações da manga de eixo são realizadas com os elementos rotulares que constituem as extremidades dos braços de suspensão e direção. Uma ligação na extremidade superior, uma na extremidade inferior e outro na extremidade traseira da manga de eixo conectam o pneu à posição definida por estes braços.

No caso do veículo da equipe, estes braços formam um perfil “Duplo A” que não apresenta paralelismo. Além disto, os comprimentos dos braços são desiguais no plano frontal. Isto provoca um aumento do ângulo de câmbor quando o conjunto de suspensão move-se para cima. Tal fato denominado “ganho de cambagem” é útil uma vez que em uma pista com piso plano (como é o caso da empregada para a competição) a suspensão move-se para cima unicamente quando há maior carga sobre o conjunto mola/amortecedor (aumentando sua deformação). Assim, em uma curva, a transferência de carga da roda interna para a externa provocaria um aumento no câmbor na roda externa e diminuição na interna [Staniforth, 1999].

Contudo, como a carroceria do veículo inclina (a chamada “rolagem”), compensa esta inclinação, posicionando a roda externa na direção vertical (de máximo atrito) e inclinando menos a interna do que esta inclinaria se não houvesse diminuição de sua cambagem (fruto de diminuição de sua carga e da perda de cambagem consequente). De modo geral, é empiricamente comprovado que o ganho de cambagem otimiza o atrito entre os pneus e o solo

em um veículo de competição [Milliken e Milliken, 1994], sendo empregado por todos os veículos que atuam sobre superfícies planas. No caso de superfícies irregulares, é comum o emprego dos braços de suspensão em posição paralela e com mesmo comprimento, sem ganho de cambagem [Merling, 2007].

Além dos braços de suspensão, da direção e da ponta de eixo, outros dois elementos são vinculados à manga de eixo: o sensor de velocidade e a pinça de freio. O primeiro representa apenas um pequeno carregamento, desprezível, advindo de sua massa. Dessa forma, exige apenas espaço físico para sua inserção e garantia de perpendicularidade em relação à ponta de eixo para correta medição da rotação da mesma. Já o segundo (pinça de freio) apresenta carregamento advindo da força de atrito realizada sobre o disco de freio (preso à ponta de eixo). Além disso, a transformação de energia cinética (rotacional dos componentes rotativos e translacional do veículo) em calor no conjunto de freio pode trazer problema à manga de eixo, principalmente devido à dilatação térmica disforme.

Do ponto de vista de fabricação e montagem, a manga de eixo é constituída de três componentes, obtidos a partir de perfis convencionais de alumínio. Este material foi escolhido em virtude de ser encontrado no mercado nos perfis utilizados, em ligas como a 7075-T6, de resistência mecânica elevada frente às ligas convencionais de alumínio ou mesmo aço mais comuns. Sua resistência ($\sigma_{rt} > 500$ MPa) e custo (R\$ 34,50 para cada quilograma de material) são apreciáveis frente à ligas comuns como a 6063-T5 ($\sigma_{rt} < 190$ MPa e custo de R\$ 21,00 por quilograma). O magnésio foi descartado, pois apesar do baixo custo, apresenta resistência inferior e usinabilidade complicada [Childs et alli, 2000]. O aço foi descartado em virtude da densidade 3 vezes superior e da usinabilidade inferior. Demais ligas metálicas como titânio ou óxido de berílio foram desprezadas pelo custo ou toxicidade.

O constituinte principal do conjunto que compõe a manga de eixo é a peça plana, chamada neste trabalho de núcleo (Fig. 4.4). A montagem do segundo apoio da ponta de eixo é realizada através da peça de revolução, aqui denominada cone (Fig. 4.5). Por fim, o suporte do braço de direção constitui uma terceira peça instalada à frente do conjunto (Fig.4.2).

O núcleo possui uma espessura inicial de 5/8 de polegada (15,875 mm), sendo uma medida padrão de chapas de alumínio encontradas no mercado. Um faceamento de uma das faces se faz necessário, reduzindo assim sua espessura para 15 mm. Este faceamento é necessário para o estabelecimento de uma superfície de referência para o próprio processo de usinagem, bem como para a montagem do cone. No núcleo é montando um dos mancais de rolamento, a pinça de freio, o sensor de velocidade, o suporte do braço de direção e o cone. Todos estes componentes são ligados através de uniões parafusadas. O sensor de velocidade aproveita um dos parafusos de fixação do cone para sua fixação.

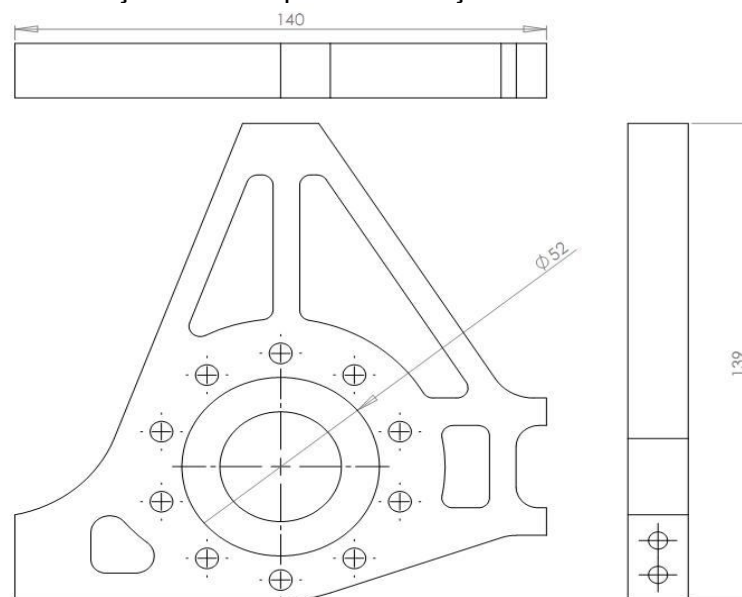


Figura 4.4: Geometria proposta para o núcleo (dimensões em mm)

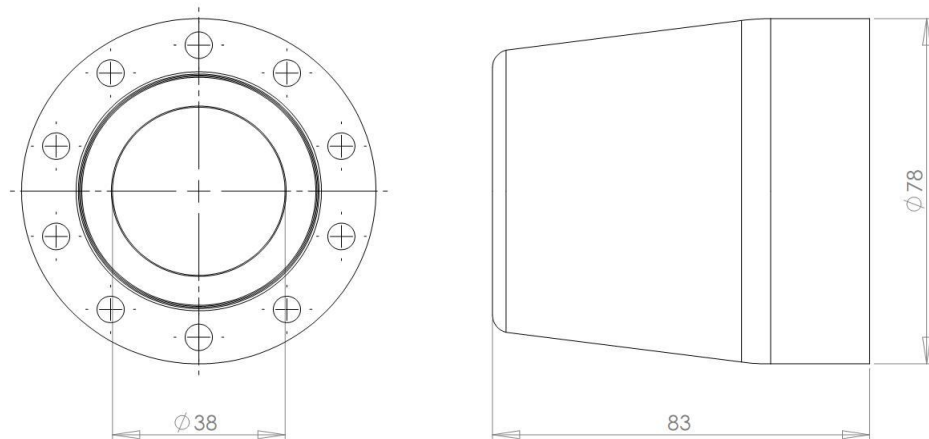


Figura 4.5: Geometria proposta para o cone (dimensões em mm)

Os mancais de rolamentos empregados no núcleo são de rolos cônicos de comum aplicação na área automotiva. Apesar de apresentarem maior atrito que os de esferas, suportam maiores carregamentos em espaço reduzido, além de apresentarem custo reduzido (cerca de R\$ 12,00 por rolamento) devido à maciça produção (milhões de unidades iguais, visto que 80% da frota automotiva brasileira utiliza apenas cinco modelos diferentes de rolamentos de roda). Inicialmente, conforme visto na Figura 4.4, um mancal com diâmetro externo de 52 mm foi empregado.

A união parafusada foi escolhida para realizar as ligações entre os componentes, pois a necessidade da possibilidade de desmontagem e remontagem é crucial no sistema. Desde a substituição da pinça de freio, ajuste de folga do sensor de velocidade ou mesmo troca da ponta de eixo para alteração do raio de deslizamento, o sistema necessita ser passível de alteração sem a substituição de todos os componentes. Da mesma forma, a manga é constituída de três elementos a fim de que seja possível alterar os ângulos característicos sem substituição de todo o conjunto.

O cone apresenta a vinculação inferior dos braços de suspensão. Nesse ponto estará a sustentação do veículo, uma vez que é na balança inferior que será ligado o conjunto de mola e amortecedor. Sendo assim, a força peso do veículo será aplicada neste elemento. Além disso, o cone apresenta a sede de um dos mancais de rolamento.

O último elemento da manga de eixo, o suporte do braço de direção (Fig. 4.6), recebe os esforços do braço de direção pelo furo de 5 mm de diâmetro indicado no lado esquerdo da Figura 4.6. Sua geometria é bastante simples por um motivo especial: diversos suportes devem ser construídos e testados a fim de verificar experimentalmente qual a divergência angular de melhor compromisso entre as rodas direita e esquerda quando estas esterçam.

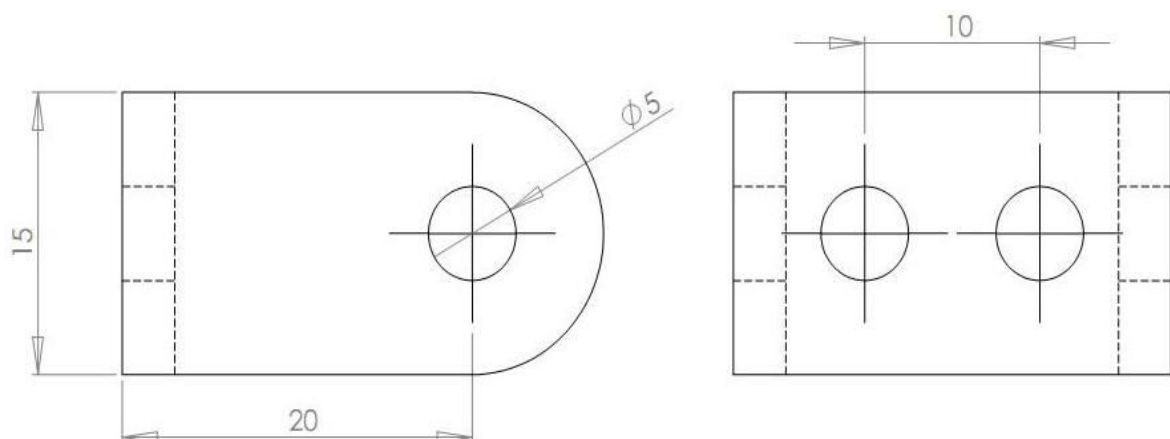


Figura 4.6: Proposta inicial do suporte do braço de direção (dimensões em mm)

4.3. ANÁLISE ESTRUTURAL PRÉVIA

Para a análise estrutural prévia, a primeira consideração levou em conta os carregamentos. Conhecendo a geometria do componente estabelecida no esquema inicial, suas vinculações e seu material, a dúvida recai sobre qual o carregamento ou conjunto de carregamentos ao qual o componente é submetido.

Inicialmente, uma grande divisão foi realizada em virtude do gênero de carregamento: térmico ou mecânico. Para o primeiro, uma análise simplificada visa avaliar a temperatura máxima a que será submetido o conjunto, a fim de analisar se esta é ou não prejudicial ao componente. Já o segundo averigua as tensões e as deformações produzidas no componente em virtude da dinâmica do veículo.

4.3.1. Carregamento Térmico

O calor produzido no processo de usinagem não foi considerado como fator que pudesse contribuir para alterações metalúrgicas do material da peça, em virtude da alta difusividade térmica do alumínio [Childs *et al.*, 2000] e da utilização de fluido de corte durante o processo de usinagem.

Para a análise térmica, o calor produzido pelos rolamentos foi considerado desprezível, uma vez que a literatura [Stoll *et al.*, 2001] informa que a energia dissipada pelo veículo através dos mancais de rolamentos corresponde a menos de 4% da resistência total ao rolamento do veículo, que por sua vez corresponde, dentro do regime de velocidades e de acelerações do veículo F-SAE, a cerca de 20% da energia total consumida pelo veículo.

Já o calor produzido (dissipado) pelos freios foi fonte de dúvida quanto à influência no desempenho do componente, uma vez que representa quase toda a energia presente no veículo em momentos de frenagem. Para uma análise simplificada, um equacionamento fornecido por Incropera e Dewitt [2003] foi empregado. A manga de eixo foi considerada ligada diretamente em uma das faces ao conjunto de freio, sendo metade de todo o calor produzido na frenagem introduzido nela por condução. A outra face da manga de eixo foi considerada exposta ao ar atmosférico. A outra metade do calor produzido pela frenagem foi considerada perdida para a atmosfera através da face oposta do sistema de freios. Em uma frenagem, um gradiente de temperatura surge ao longo da peça em virtude da transferência de calor por condução. O objetivo inicial da análise é determinar se é possível suportar este gradiente muito baixo perante a temperatura absoluta da peça. Isto é feito através de um número adimensional, o número de Biot (Eq. 4.1), onde h é a taxa de perda de calor por convecção na peça, b a largura característica e k a condutividade térmica do material:

$$Bi = \frac{h \cdot b}{k} \quad (4.1)$$

A largura característica empregada é a espessura do núcleo (15 mm). O coeficiente k pode ser encontrado para temperaturas de 200 K, 400 K e 600 K (Tab. 4.2).

Tabela 4.2: Propriedades térmicas da liga de alumínio 7075-T6

Já o termo h da Equação 4.1 deve ser calculado através do conhecimento de outros fatores, a partir do número de Nusselt médio (Eq. 4.2):

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{L} \quad (4.2)$$

onde $K_f = 0,0338 \text{ W/(m.K)}$.

O número de Nusselt médio é uma função dos números de Reynolds e Prandtl do escoamento. Para um comprimento característico $L_1 = 140 \text{ mm}$ (face lateral do núcleo onde há o escoamento de ar), viscosidade cinemática $\nu = 26,41 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ e velocidade média do veículo $u_\infty = 20 \text{ m/s}$ (72 km/h), o número de Reynolds é da ordem de 100000, abaixo, portanto, da transição para o regime turbulento (que ocorre em $Re = 500000$ para uma placa), Equação (4.3).

(4.3)

Assim, a correlação de Churchill e Ozoef (Eq. 4.4) é válida para estimar o número de Nusselt médio. O número de Prandtl (Pr) do ar adotado para o cálculo foi de 0,703 (valor médio para temperaturas entre 300 K e 350 K).

$$\frac{Nu}{2} = \frac{0,3387 \times Re^{1/2} Pr^{1/3}}{1 + (0,0468 / Pr)^{2/3} \frac{u_\infty}{\bar{u}}} \quad (4.4)$$

Substituindo o número de Nusselt encontrado pela Equação (4.4) na Equação (4.2), determinou-se $h = 42,25 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, o que perfaz, substituindo o mesmo na Equação (4.1), um número de Biot igual a 0,018 para temperaturas entre 300 e 600 K. Assim, a peça não padece de concentrações de temperatura em função do calor transferido pela frenagem, possuindo gradientes de temperatura desprezíveis em seu interior para este valor de Biot [Incropera e Dewitt, 2003].

Admitindo que a Equação (4.5) modela a energia cinética a ser dissipada pelo veículo e a Equação (4.6) o incremento de temperatura na peça para uma frenagem do veículo F-SAE a 100 km/h (27,78 m/s) até a sua parada total, o mesmo apresenta velocidade média de 72 km/h. Tal velocidade (72 km/h, ou 20 m/s) foi empregada na Eq. (4.3) por este motivo.

$$E = \frac{m \times u_v^2}{2} \quad (4.5)$$

$$E = m \times c_p \times \Delta T \quad (4.6)$$

Considerando que metade da massa do veículo (em ordem de marcha com o piloto incluso) seja apoiada em cada roda dianteira durante a frenagem (cerca de 120 kg), a energia a ser dissipada fica em torno de 46 kJ. Com uma massa de metal de 0,8 kg, o acréscimo de temperatura da manga de eixo é de 62°C. Uma frenagem desta magnitude ocorre, ocasionalmente, em apenas uma das provas da competição. Além disso, este cálculo foi bastante conservador ao considerar que nenhum outro elemento da suspensão absorve a energia dissipada pelo sistema de freio. Deste modo, pode-se dizer que não haverá problemas devido à temperatura na manga de eixo, uma vez que as propriedades do material somente se alterariam com um incremento de temperatura da ordem de 150°C [Weingaertner e Schroeter, 1990].

As tensões térmicas advindas da dilatação do material foram desprezadas em virtude do número de Biot caracterizar um gradiente de temperatura no interior da peça desprezível. Somada às condições de vinculação que não restringem a expansão do material em nenhuma direção, tal hipótese é válida.

4.3.2. Carregamento Mecânico

As duas peças tidas como de maior sollicitação (núcleo e cone) foram modeladas em um software Abaqus, versão 6.8.1 O carregamento empregado consistiu em um esforço equivalente à frenagem do veículo em aproximação de uma curva, totalizando uma aceleração

de $14,7 \text{ m/s}^2$ na direção longitudinal e $14,7 \text{ m/s}^2$ na direção transversal. Considerando 80% de toda a massa do veículo apoiada sobre a roda em questão (o que pode ocorrer momentaneamente devido à dinâmica da transferência de carga), um total de 192 kg é acelerado pelas forças que transpassam a manga de eixo. Isso constitui um carregamento de 2825 N em cada uma das direções supracitadas. Além disso, um carregamento devido ao peso de 1883 N foi aplicado na direção vertical.

Tal carregamento foi aplicado em um ponto posicionado de forma a simular o ponto de contato do pneu com o solo. Este ponto foi vinculado rigidamente às faces de contato da manga com os rolamentos que sustentam a ponta de eixo. Em uma primeira análise, o contato entre núcleo e cone não foi levado em consideração, com as peças sendo vinculadas em seus pontos de interação (núcleo vinculado nos braços de suspensão e suporte do braço de direção, cone vinculado nos parafusos que o prendem ao núcleo).

Os resultados de tensão equivalente (pelo critério de von Mises – mínima energia de distorção) são apresentados na Figura 4.7, para o cone e núcleo, respectivamente.

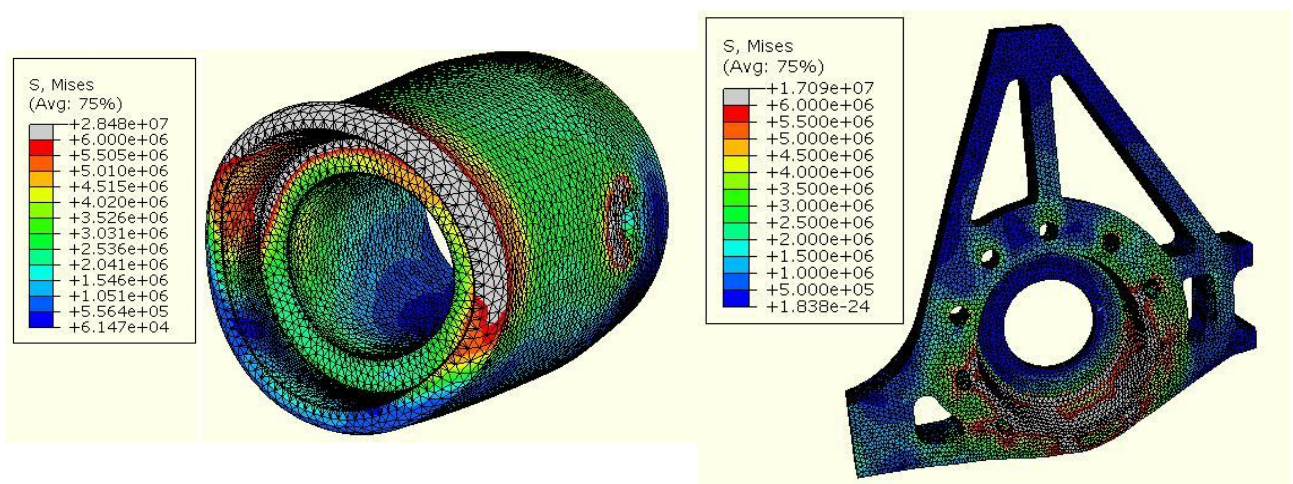


Figura 4.7: Tensão equivalente de 28 MPa no cone (à esquerda) e de 17 MPa no núcleo (escala de cores em Pa)

As tensões encontradas foram uma ordem de grandeza inferiores às tensões limites do material. Contudo, uma análise mais apurada do conjunto deve ser feita a fim de constatar possíveis erros. Uma análise das deformações também deve ser realizada, bem como pressão de contato entre as peças e máxima tensão principal. Na análise de conjunto, o suporte do braço de direção não foi avaliado, visto os baixos carregamentos aos quais é submetido. A malha empregada foi tetraédrica em virtude da dificuldade de associar à peça malhas de melhor qualidade, mesmo utilizando ferramentas de correção de topologia virtual para corrigir erros de geometria nas peças. O tamanho de lado dos elementos de malha utilizado foi de 2 milímetros. A resolução dos sistemas de matrizes foi realizada diretamente através do método “Quasi-Newton”, sendo permitidas 8 iterações entre cada regeneração da matriz de deslocamentos. Os erros de contato foram limitados ao máximo de 0,1 mm. A análise dinâmica não foi realizada uma vez que não se conhecem as frequências de excitação do sistema, tornando desnecessário nesta análise prévia conhecer suas frequências de ressonância ou modos de vibração.

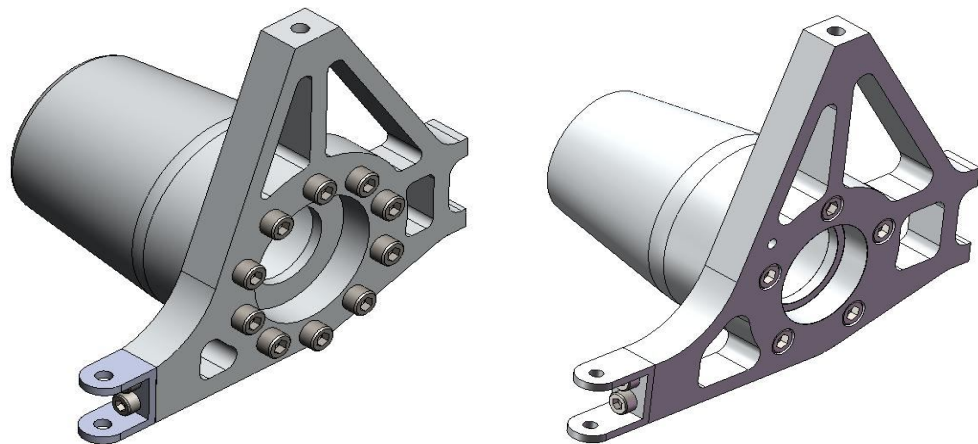
4.4. APRIMORAMENTO DA PROPOSTA

A partir de cálculos e verificações realizadas, o desenho das peças constituintes da manga de eixo foi alterado. As principais modificações foram:

- diminuição do número de parafusos de fixação do cone no núcleo (de 10 para 5);

- rebaixamento da cabeça destes parafusos a fim de diminuir possibilidade de falhas por algum corpo estranho que venha a cisalhar as cabeças (por ficar preso entre o disco de freio e o núcleo);
- redução de algumas medidas da peça a fim de otimizar peso;
- aperfeiçoamento dos raios e das medidas internas das peças, de maneira que uma fresa convencional de diâmetro 8 mm possa usinar o núcleo e uma ferramenta para torneamento interno convencional (diâmetro interno de 30 mm) possa construir o cone;
- modificação do ponto de ancoramento do braço inferior de suspensão no cone, de modo a reduzir concentração de tensões;
- substituição dos rolamentos de roda por outros de menor custo, menor massa e menor volume, com diâmetro externo de 39,878 mm ao invés de 52 mm;
- redução do diâmetro externo do cone a fim de possibilitar sua execução a partir de um tarugo cilíndrico de alumínio com diâmetro de 3 polegadas (76,2 mm);
- inclusão de um novo furo no núcleo para suportar o sensor de velocidade;

Uma imagem do resultado das modificações pode ser vista na Figura 4.8 em comparação com a idéia inicial (Fig. 4.2). A figura 4.9 traz uma vista em corte.



Projeto (Fig. 4.2) e Reprojeto (Fig. 4.8): Modificações na manga de eixo, apresentando 5 furos de fixação para o cone e um furo independente para o sensor de velocidade

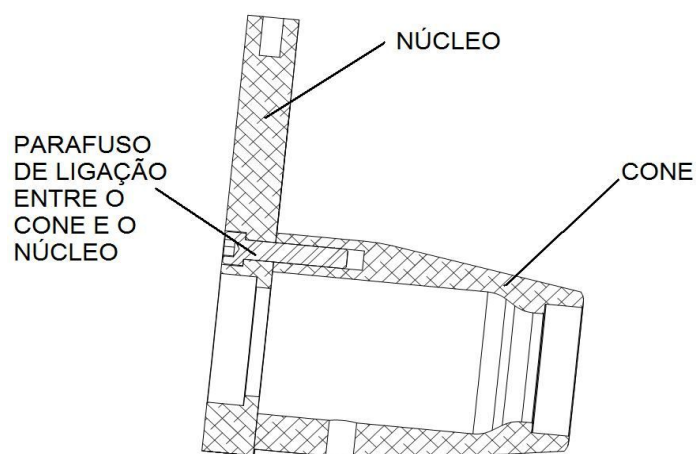


Figura 4.9: vista em corte da manga de eixo, com a identificação das peças que a constituem

Nos testes realizados para averiguar o comportamento dos esforços internos no componente foram introduzidas reações equivalentes às do momento de frenagem sobre o núcleo, além dos carregamentos citados na seção 4.3.2.

O número de parafusos foi reduzido de 10 para 5 em virtude do coeficiente de atrito entre as duas faces de alumínio ser duas vezes superior ao coeficiente encontrado em contatos de materiais ferrosos [Shigley et alli, 2005]. No caso do alumínio, o valor se aproxima

de 1. Dessa forma, com uma força de aperto para parafusos M6 próximo de 2,2 kN, os 5 parafusos seriam capazes de suportar 11 kN de força tangencial estática. Como o veículo não exerce mais que 5 kN desta força, mesmo em condições de impacto, é possível supor um coeficiente de segurança superior a 2,2 para esta união.

Deve-se também atentar ao fato de que em curvas a roda interna sofre esforços que tendem a diminuir a protensão da união parafusada, porém devido ao menor carregamento fruto da transferência de peso para o lado externo, tal diminuição do aperto da união não provoca a abertura da junta. Da mesma forma, a união parafusada do lado externo da curva sofre um acréscimo de aperto entre as chapas, favorecendo a segurança da união.

4.5. ANÁLISE DE CONJUNTO

Após as modificações de reprojeto, uma análise de conjunto foi realizada. Tal análise consistiu em realizar a montagem do componente no programa Abaqus, estabelecendo um contato entre as peças, vinculações nos parafusos que as ligam às balanças, vinculações com parafusos entre o cone e o núcleo e carregamento igual ao da análise inicial (2825 N nos dois eixos do plano e 1883 N na direção vertical). Além disso, forças de aperto de 2200 N nos parafusos de ligação do sistema foram aplicadas.

A figura 4.10 exibe a tensão equivalente para o cone. Nota-se uma concentração próxima de 120 MPa na região de vinculação com o parafuso da balança inferior.

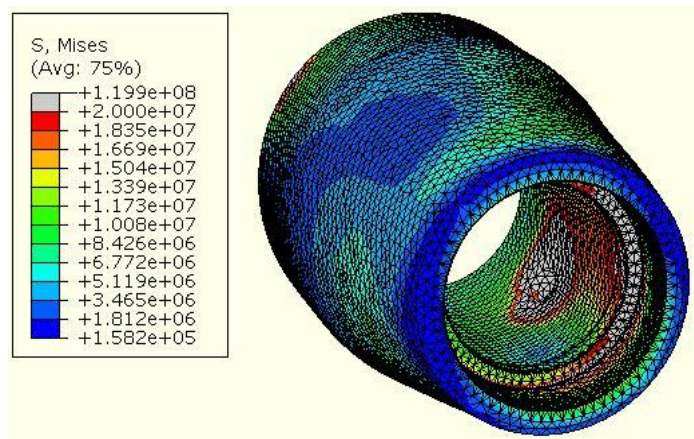


Figura 4.10: Tensão equivalente sobre o cone, limitada a 20 MPa para realçar a concentração (escala de cores em Pa)

O material empregado para a construção do cone é alumínio, em uma liga 6351-T6, com resistência à tração de 330 MPa e ao cisalhamento de 200 MPa. Considerando que o carregamento aplicado é uma condição de pico, uma tensão na ordem de 120 MPa é aceitável.

O núcleo foi analisado novamente e manteve o nível de tensão apresentado na análise prévia. O material do núcleo (7075-T6) apresenta resistência à ruptura de 505 MPa e ao cisalhamento de 330 MPa, conforme apresentado na tabela A1 em anexo.

A deformação total do conjunto é visível na Figura 4.11, sendo da ordem de 0,1 mm. Este é um valor aceitável, lembrando que se trata de um carregamento de pico. Logo, a deformação apresentada em demais condições de operação tende a ser menor.

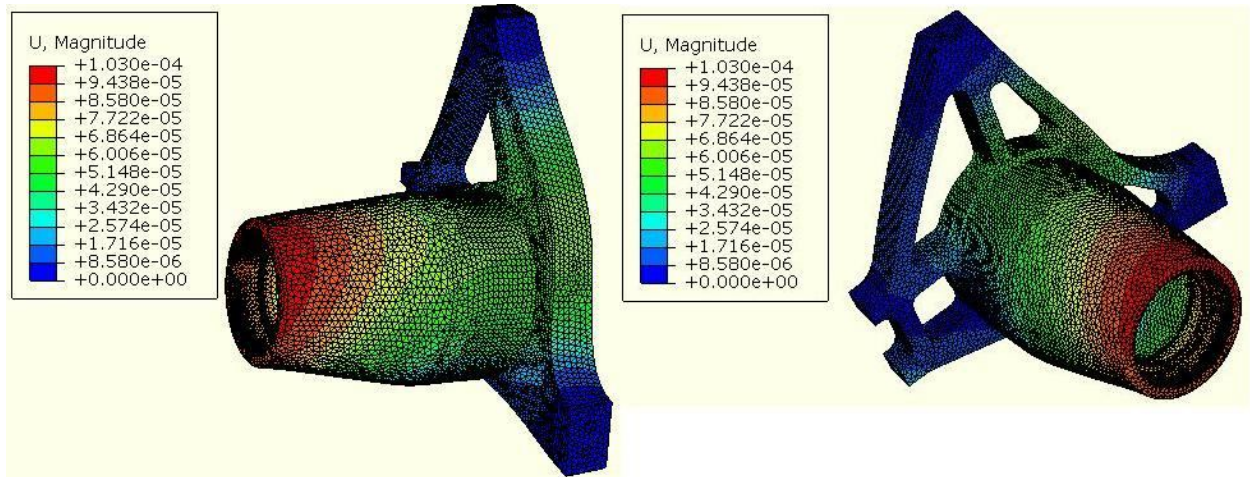


Figura 4.11: Deformação do conjunto perante o carregamento

Diversas configurações do conjunto, em vários esterçamentos e posições ao longo do curso de suspensão, foram verificadas para assegurar que não haja interferência geométrica entre os componentes.

5. AVALIAÇÃO DO PROJETO E DISCUSSÃO

O material utilizado para a confecção da manga de eixo gera um custo de matéria prima de aproximadamente R\$ 45,00 para cada peça (direita e esquerda), conforme custo de matéria-prima apresentado na tabela A2 em apêndice. Uma vez projetada qualquer uma delas, a outra é uma cópia simples com simetria total em um dos planos.

O alumínio, entre outras vantagens, interfere menos no sinal do sensor de velocidade por ser paramagnético. Além disso, sua oxidação superficial o protege contra corrosão ou outros problemas enfrentados em materiais ferrosos. Não obstante, tanto a liga 6351 como a 7075, ambas solubilizadas e envelhecidas artificialmente, são tidas como ligas de boa usinabilidade, inferior apenas à liga 2011, tida como de excelente usinabilidade conforme tabela A1 em apêndice, adaptada de Weingaertner e Schroeter [1990], que identifica a usinabilidade em índices que vão de A (melhor) até E (pior usinabilidade).

O excesso de peso nas peças, em virtude das mesmas apresentarem baixo nível de esforços em grande parte de sua geometria, não necessariamente compromete o desempenho do conjunto. A confiabilidade estrutural é importante, e, no caso de carregamentos imprevistos (como choques do veículo), o sobredimensionamento passa a ser favorável. Contudo, analisando o desempenho do veículo nas condições de operação, a massa desnecessária acaba por prejudicar a capacidade de aderência do mesmo, uma vez que sua aceleração exigirá forças de reação (atrito) sobre o solo maiores. Ainda assim, erros de malha, simplificações e mesmo desvios nas propriedades dos materiais podem majorar os resultados. Neste enfoque, primar pela segurança do conjunto acaba sendo mais interessante que despender recursos para retirada de material em pontos específicos dos componentes.

Uma vez operacional, o veículo de testes da equipe deve possibilitar o estudo sobre o comportamento físico de seus componentes havendo, portanto, margem para otimização de peso caso o sobredimensionamento seja evidenciado nos ensaios realizados com o veículo nas condições de operação. Cabe ressaltar também que os esforços internos são funções das solicitações, logo solicitações diferentes das empregadas nas simulações podem sobrecarregar volumes antes fracamente solicitados dentro dos componentes, bem como levar à falha do mesmo.

6. CONCLUSÕES

O projeto realizado demonstrou a abordagem de um problema aberto, cuja solução em termos de geometria necessária para o componente, bem como meios para estimar seu comportamento, varia em função da disponibilidade de tempo, recursos e referências durante a sua realização.

Os meios empregados, dependentes de sistemas computacionais, geram soluções através de conhecimento e equacionamento prescrito em análises e estudos realizados sobre materiais padronizados, muitas vezes diferentes dos ensaiados ou aplicados. As condições de operação de cada componente do projeto requerem análises aprofundadas caso o nível de confiabilidade necessite ser elevado, uma vez que análises simplificadas do conjunto, como as empregadas neste trabalho, não são suficientes para prever com absoluta confiança o comportamento do componente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Childs, T.; Maekawa, K.; Obikawa, T.; Yamane, Y., "Metal Machining – Theory and Applications", Arnold Publishers, 2000.

Gillespie, T. D., "Fundamentals of vehicle dynamics", SAE, 1992.

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., "Fundamentos de Transferência de Calor e Massa", LTC, 5ª edição, 2003.

Merling, M. C. C., "Uma abordagem gerencial para o procedimento de projeto de suspensões de veículos terrestres – Dissertação de mestrado", PUC – RJ, 2007.

Milliken, W. F.; Milliken, D. L., "Race car vehicle dynamics", SAE, 1994.

SAE International, "2010 Formula SAE Rules", <http://www.saebrasil.org.br>. Acessado em 06/09/2010.

Shigley, J. E.; Mischke, C. R.; Budynas, R. G., "Projeto de engenharia mecânica", Bookman, 7ª edição, 2005.

Smith, C., "Tune to win – The art and science of race car development and tuning", Aero Publishers Inc., 1978.

Staniforth, A., "Competition car suspension – Design, construction, tuning", Haynes Publishing, 3rd edition, 1999.

Stoll, H.; Reimpell, J.; Betzler, J. W., "The automotive chassis: engineering principles", Butterworth-Heinemann, 2nd edition, 2001.

Weingaertner, W. L.; Schroeter, R. B., "Tecnologia de Usinagem do Alumínio e suas Ligas", Alcan Alumínio do Brasil S. A., 1990.

<http://www.mgpneus.com.br>, acessado em 25/10/10.

<http://www.racecar-engineering.com>, acessado em 25/10/10.

ANEXO I – ÂNGULOS CARACTERÍSTICOS DO CONJUNTO DE RODA E PNEU AUTOMOTIVO (Merling, 2007)

Na vista frontal do veículo, o *camber* é o ângulo de inclinação vertical de uma roda e é medida em graus entre a linha de centro vertical no referencial da roda e a linha vertical no referencial do solo, conforme mostrado na Figura A1.

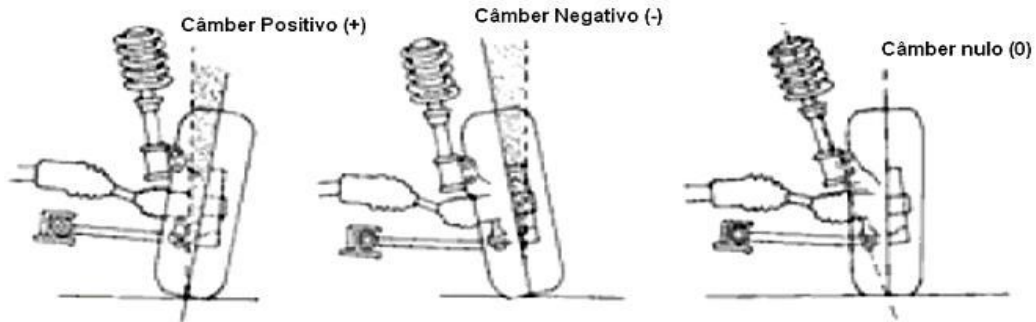


Figura A1: Ângulo de *camber*

Na vista lateral do veículo define-se o ângulo de *caster* como o ângulo em graus medido entre a linha vertical referenciada no solo em relação à linha do eixo de giro da roda (Fig. A2).

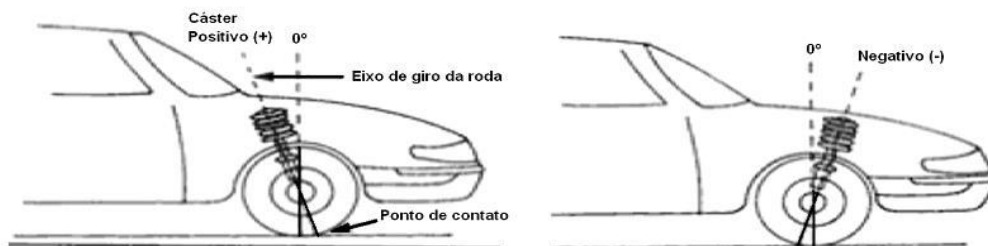


Figura A2: Ângulo de *caster*

No plano frontal do veículo é identificado o ângulo conhecido como inclinação do pino mestre. Este é medido em graus e obtido entre a linha que passa pelo eixo de rotação da roda (eixo EG) na vista frontal e a linha de centro vertical da roda, Figura A3. Este eixo de rotação da roda é o mesmo utilizado para a determinação do *caster*, porém em outra vista. O ponto Q indica a linha de centro da roda.

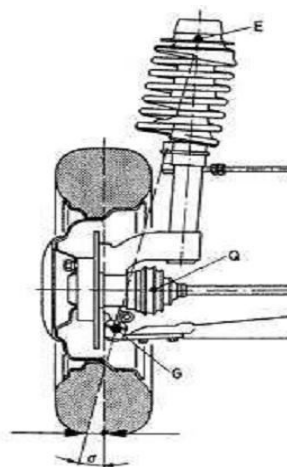


Figura A3: Ângulo de inclinação do pino mestre

No mesmo plano frontal do veículo, além do ângulo de inclinação do pino mestre, a linha de rotação da roda em relação à linha de centro vertical da roda nos fornece outra informação importante. O raio de deslizamento do pneu é obtido pela distância, medida no plano de contato pneu-solo, do prolongamento destas duas linhas conforme a Figura A4.

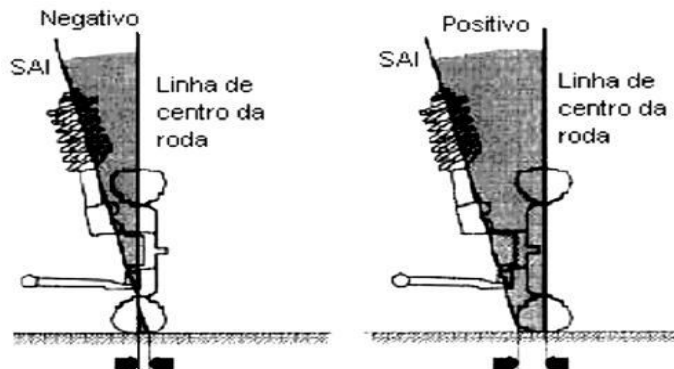


Figura A4: Raio de deslizamento do pneu

Ainda no plano frontal, o ângulo entre a linha de inclinação do pino mestre e a linha de centro vertical da roda, medido em graus é o ângulo incluído. Este ângulo deve ser o mesmo entre as rodas simétricas de um mesmo eixo, mesmo se o *camber* for diferente. A inobservância deste item pode causar a quebra de elementos da suspensão ou da direção, mais comumente das juntas de direção. O ângulo incluído (*included angle*) pode ser observado de acordo com a Figura A5.

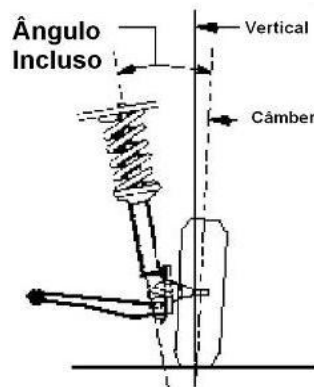


Figura A5: Ângulo incluído

Na vista de topo define-se como convergência (*toe setting*) a abertura horizontal entre duas rodas de um mesmo eixo. Se estiverem mais afastadas na frente, a direção é definida como divergente (*toe out*) e; se mais abertas atrás, convergente (*toe in* – Fig. A6).

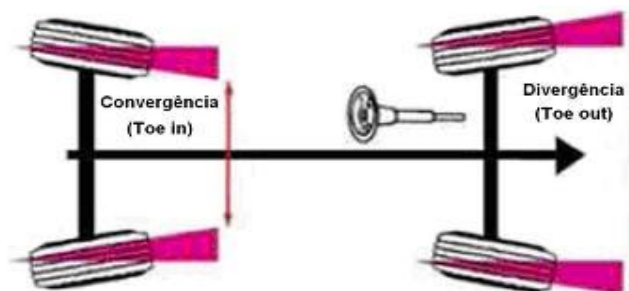


Figura A6: Convergência e divergência

APÊNDICE – DESENHOS DOS COMPONENTES DA MANGA DE EIXO

A Figura A7 mostra o cone com suas dimensões finais. Esta parte do componente surge a partir de uma barra cilíndrica de alumínio. Após um processo de corte, o material passa por operações de torneamento interno e externo. Em seguida, furação com cabeçote divisor dos 5 furos que o ligam ao núcleo. Depois, fresamento da face inferior e furação para o parafuso que o ligará ao braço de suspensão inferior. Posteriormente, roscas executadas por machos neste furo e nos demais finalizam a peça. Para a execução de rosca nos furos M6 não passantes, um alívio de 4 milímetros foi deixado entre o fundo do furo e o princípio da rosca de modo a permitir a inserção do macho sem dificuldades até o final da zona rosca.

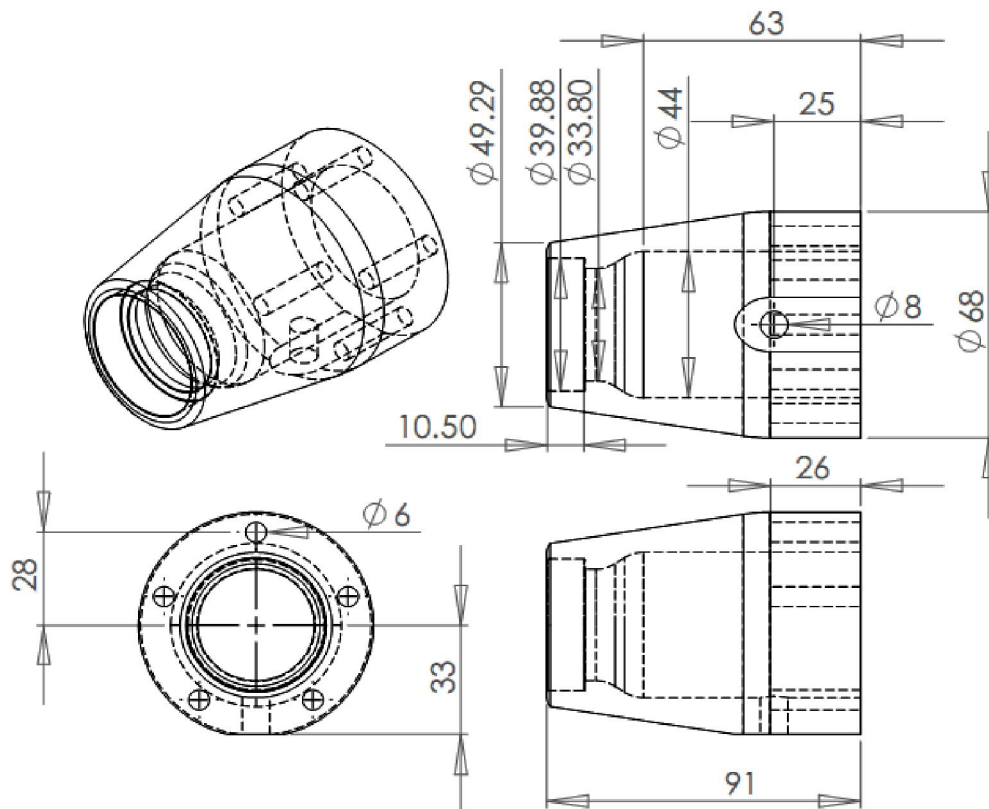


Figura A7: Dimensões finais do cone (em mm)

A sede para o rolamento necessita de boa precisão dimensional, uma vez que o ajuste K6 recomendado pelo fabricante exige boa qualidade de fabricação. Este mesmo grau de precisão/ajuste é requerido para a sede do rolamento oposto, montado no núcleo (Fig. A8). O núcleo pode ser construído integralmente em um centro de usinagem (com comando numérico computadorizado) para permitir a execução dos raios e da própria sede, a partir de uma chapa de alumínio. As roscas podem ser executadas manualmente.

Por fim, o braço de direção é exibido na Figura A9. Obtido de um perfil U cortado, ele necessita passar por um processo de furação e arredondamento dos cantos vivos.

As tabelas A1 e A2 mostram as propriedades mecânicas e o custo dos componentes utilizados.

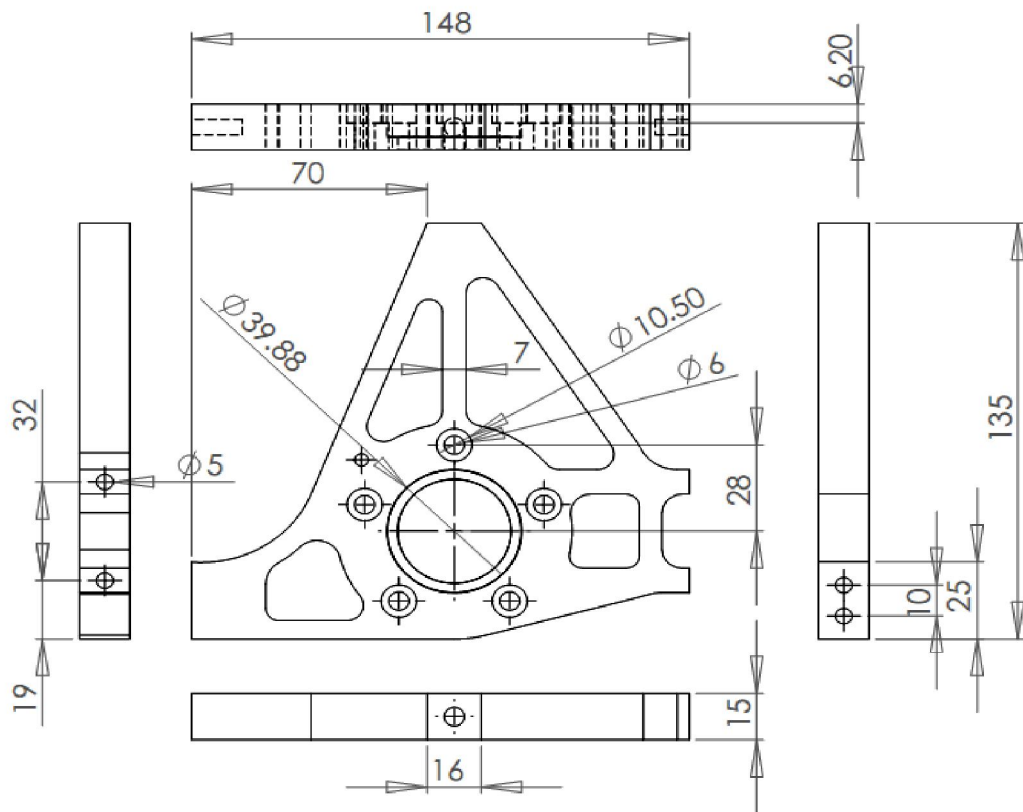


Figura A8: Dimensões finais do núcleo (em mm)

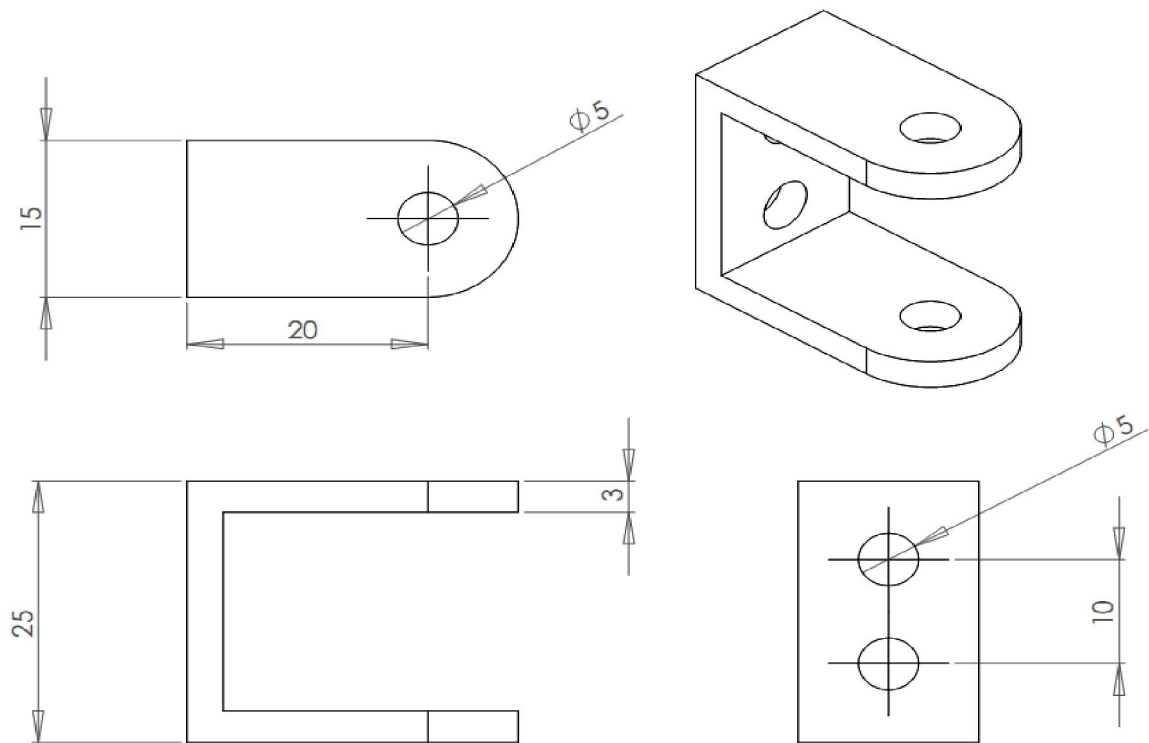


Figura A9: Dimensões finais do suporte do braço de direção (em mm)

Tabela A1: Propriedades mecânica das ligas de alumínio utilizadas (6351 T6 e 7075 T6) e da liga de melhor usinabilidade descrita pela literatura (2011 T6).

MATERIAL	ρ (kg/m ³)	E (GPa)	ν	σ_{max} (MPa)	σ_{esc} (MPa)	Índice de usinabilidade*
Alumínio 2011 T6	2820	71	0,33	395	300	A
Alumínio 6351 T6	2700	68,9	0,33	310	285	B
Alumínio 7075 T6	2810	69	0,33	605	545	B

* Segundo ALCAN Alumínio do Brasil S.A.

Tabela A2: Custos dos componentes e matérias-primas empregados.

COMPONENTES E MATÉRIA-PRIMA	Unidade	Custo (R\$)
Rolamento Cônico SKF LM 11749	Peça	12,00
Alumínio 6351 T6 (barra cilíndrica – diâmetro de 3")	kg	31,50
Alumínio 7075 T6 (chapa – espessura de 5/8")	kg	34,50