

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Projeto de uma Manga de Eixo em Fibra de Carbono para um Protótipo de Fórmula SAE.

Por

Luiz Gustavo Hedler Ferreira

Brasília, 4 de dezembro de 2018

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Projeto de uma Manga de Eixo em Fibra de Carbono para um Protótipo de Fórmula SAE.

Por

Luiz Gustavo Hedler Ferreira

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ENM _____

Prof. Eder Lima de Albuquerque, UnB/ENM _____

Prof^ª. Dianne Magalhães Viana, UnB/ENM _____

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, UnB/ENM _____

Brasília 4 de dezembro de 2018

Agradecimentos

Primeiramente, gostaria de agradecer ao leitor, que dedica o seu presente tempo para revisar, prestigiar, analisar ou estudar este trabalho.

A minha família é a principal base, sobre a qual me desenvolvo e formo meu ser e caráter. Toda minha formação, experiências da primeira infância, lições, vivência familiar, entre outros devo ao meu pai, Luiz Roberto Morgenstern Ferreira, mãe, Cristina Luisa Hedler, madrinha, Ana Rosa de Oliveira e irmã, Luisa Teresa Hedler Ferreira. A regra de Pareto afirma que, ao se enumerar fatores em ordem decrescente de impacto sobre um sistema, os primeiros 20% dos itens corresponderão a 80% do impacto. Neste contexto, minha família representa os primeiros 20%.

No que concerne ao ambiente acadêmico, a entidade à qual atribuo o maior impacto na minha formação e na concepção deste trabalho é a equipe Apuama Racing. Desde o meu segundo semestre, a equipe me proporcionou um ambiente onde eu pude exercitar minha autonomia, poder de tomada de decisão e liderança. Tal ambiente me motivou em um momento crítico do curso, onde o foco e resiliência são essenciais, porém dificilmente instigados. Junto com o crescimento da equipe, pude crescer pessoalmente, vendo não só o carro e membros, mas também a minha própria concepção como engenheiro e futuro profissional se desenvolvendo.

Não é somente de brincadeira que se fala que ninguém se forma sozinho. A troca de experiências, ideias e opiniões com colegas ao longo do curso proporciona grande enriquecimento aos envolvidos. A diversidade presente no ambiente universitário permite que o novo seja criado. Muitos amigos e colegas contribuíram em minha formação e sem dúvidas à concepção deste projeto. Então, a todos vocês; obrigado!

Em todo esse contexto, o corpo docente tem um papel central. A universidade, embora tenha como diferencial a autonomia de ideia e atitudes por parte dos alunos, tem como núcleo didático e operacional os professores, as salas de aula e todo o conhecimento por eles agregado. Para este projeto merecem especiais menções os professores orientadores Antônio Manoel Dias Henriques e Éder Lima de Albuquerque. Desde conselhos e dicas valiosas em momentos de dúvidas e estagnação até a orientação para a construção formal do trabalho, as contribuições foram essenciais para a realização do projeto e para o enorme crescimento que pude experimentar ao longo desses dois semestres.

A todos vocês e muitos outros, obrigado! Quem vocês são, ajudou a definir quem eu sou, e a isso sou muito grato!

Resumo

O presente trabalho apresenta o projeto de uma manga de eixo em materiais compósitos para um protótipo de Fórmula SAE, da equipe Apuama Racing, da Universidade de Brasília. Alta rigidez, baixo peso, manufaturabilidade e acessibilidade de materiais são fatores governantes do projeto. Foi realizada uma revisão bibliográfica sobre mangas de eixo, determinação de esforços em rodas, materiais compósitos e métodos de análise estrutural. O conceito e os parâmetros iniciais de projeto foram definidos a partir das variáveis governantes do contexto. Foi realizada análise estrutural pelo método dos elementos finitos, a partir da qual pôde-se chegar em uma configuração de geometria e material que atendesse aos requisitos de projeto. O modelo foi então reconstruído em CAD e foi feito o seu detalhamento, orientado para a fabricação. O produto final atende às especificações de projeto e apresenta características satisfatórias de massa, em relação a projetos anteriores e de outras equipes.

Palavras-chaves: Manga de Eixo. Materiais Compósitos. Fórmula SAE.

Abstract

The present work develops the first part of the project of an upright made of composite materials for a Formula SAE prototype, of the University of Brasilia. Stiffness, weight reduction, manufacturability and acessibility of materials are the main concerns surrounding the project. A review of the current literature about automotive uprights, wheel load calculation, composite materials and structural analysis methods was made. The concept and initial parameters were defined based on the main requirements given by the context. Structural analysis was made with the finite element method in order to acquire a suiting geometry and material for the calculated load cases. The model was then reconstructed in CAD and detailed for manufacturing. The final product suits the project requirements with satisfactory mass properties, when compared to previous projects and other teams.

Key-words: Automotive Upright. Composite Materials. Formula SAE.

Lista de Figuras

Figura 1 – Figuras dos protótipos de primeiro e segundo ano, das temporadas de 2015 e 2016, respectivamente (APUAMA, 2017).	1
Figura 2 – Protótipo de Fórmula SAE da Apuama Racing no ano de 2005 (APUAMA, 2017).	2
Figura 3 – Protótipo de Fórmula SAE da Apuama Racing no ano de 2017 (APUAMA, 2017).	3
Figura 4 – Manga de eixo do protótipo de 2014. (APUAMA, 2017).	4
Figura 5 – Ilustração da manga de eixo usinada em alumínio com suportes modulares do protótipo AF15 (APUAMA, 2017).	4
Figura 6 – Fluxograma da metodologia de projeto adotada.	7
Figura 7 – Protótipo de Fórmula SAE da UNIFEI (APUAMA, 2017).	8
Figura 8 – Exemplo de suspensão do tipo <i>McPherson</i> (JAZAR, 2009).	10
Figura 9 – Suspensão duplo A do protótipo da Apuama Racing em 2015 (APUAMA, 2017).	11
Figura 10 – Ilustração de suspensão e manga de eixo de conjunto do tipo <i>McPherson</i> (DIAS, 2018).	12
Figura 11 – Renderização da manga de eixo utilizada no protótipo "AF15" da equipe Apuama Racing (APUAMA, 2017).	13
Figura 12 – Ilustração da pinça traseira montada ao protótipo AF16 (APUAMA, 2017).	13
Figura 13 – Ilustração da pinça traseira montada ao protótipo AF16 em vista superior (APUAMA, 2017).	14
Figura 14 – Ilustração da pinça dianteira montada ao protótipo AF16 (APUAMA, 2017).	14
Figura 15 – Definição de ângulos de contato do pneu com o solo (JAZAR, 2009).	15
Figura 16 – Exemplo de veículo de Formula SAE com flexibilidade excessiva em membros da suspensão (CLARKE, 2012).	16
Figura 17 – Modelo simplificado de quarto de carro (JAZAR, 2009).	17
Figura 18 – Análise da influência da massa não suspensa na responsabilidade vibracional da roda (GILLESPIE, 1992).	17

Figura 19 – Ilustração de reação de rodas com diferentes massas a uma perturbação no solo (JAZAR, 2009).	18
Figura 20 – Ilustração de um compósito laminado com as suas lâminas separadas (JONES, 1999).	19
Figura 21 – Imagem do monocoque da equipe Holandesa TU Delft em 2017 (DELFT, 2018).	19
Figura 22 – Gráfico comparativo entre diferentes compósitos e materiais usuais de construção mecânica de alta performance (SRIKARI, 2005).	20
Figura 23 – Definição do corpo de prova padrão para testes de tração segundo a norma ASTM D3039. (ASTM-INTERNATIONAL, 2007)	21
Figura 24 – Ilustração de lâmina com fibras orientadas fora do eixo de aplicação de força, sendo tracionada (JONES, 1999)	22
Figura 25 – Curva de Tensão Deformação em laminado com fibras orientadas em $[45^\circ / - 45^\circ]$. (ASTM-INTERNATIONAL, 2001)	23
Figura 26 – Foto de um sanduíche de fibra de carbono e espuma estrutural (ROCKWEST, 2018).	26
Figura 27 – Representação de laminado sanduíche simétrico.	27
Figura 28 – Ilustração de 4 modos de falha em placa sanduíche (GIBSON, 2015).	29
Figura 29 – Foto de máquina da CALSPAN para testes em pneus de automobilismo (CALSPAN, 2018).	30
Figura 30 – Curva genérica de força lateral (F_y) e momento em torno do eixo vertical (M_z) em um pneu (PACEJKA, 2012).	31
Figura 31 – Imagem utilizada para análise térmica de pneus durante testes de bancada (CALSPAN, 2018).	32
Figura 32 – Ilustração de configuração do centro de gravidade do carro em plano horizontal. (MILLIKEN, 1954)	33
Figura 33 – Ilustração de configuração do centro de gravidade do carro em plano horizontal, discriminando massa suspensa e não suspensa. (MILLIKEN, 1954)	34
Figura 34 – Ilustração de configuração do centro de gravidade do carro em plano horizontal, discriminando massa suspensa e não suspensa. (MILLIKEN, 1954)	34
Figura 35 – Ilustração de situação de transferência de peso para carro com duas rodas (MILLIKEN, 1954).	35
Figura 36 – Ilustração da determinação geométrica da altura do centro de rolagem (RCH) (MILLIKEN, 1954).	36
Figura 37 – Ilustração do eixo de rolagem (MILLIKEN, 1954).	36
Figura 38 – Ilustração do perfil do carro em aceleração longitudinal (MILLIKEN, 1954).	38
Figura 39 – Gráficos de velocidade ao longo do percurso (BRASIL, 2018).	40

Figura 40 – Gráficos de forças verticais nas rodas ao longo do percurso (BRASIL, 2018).	40
Figura 41 – Ilustração de diferentes tipos de elementos utilizados em malhas de MEF (BOSCH, 2004).	42
Figura 42 – Dimensões existentes da suspensão dianteira do projeto 2018.	46
Figura 43 – Dimensões existentes da suspensão traseira do projeto 2018.	47
Figura 44 – Foto de manga de eixo utilizada pela equipe da UFMG em 2015 (APUAMA, 2017).	48
Figura 45 – Ilustração da manga de eixo usinada em alumínio com suportes modulares do protótipo AF15 (APUAMA, 2017).	49
Figura 46 – Ilustração da manga de eixo usinada em alumínio com suporte único de cambagem (DINIZ, 2017).	50
Figura 47 – Foto de manga de eixo feita a partir de manufatura aditiva em titânio, da equipe Revolve NTNU, da Noruega (NTNU, 2017).	51
Figura 48 – Imagem de possível conceito manufaturado a partir de molde interno ou de moldes externos.	54
Figura 49 – Ilustração de conceito de manga de eixo a partir de compósito sanduíche	56
Figura 50 – Ilustração de forças incidentes no pneu (em vermelho) e as respectivas reações nos elementos da suspensão (em azul).	58
Figura 51 – Ilustração da manga de eixo do protótipo AF15 com espaçadores para ajuste de cambagem (APUAMA, 2017).	58
Figura 52 – Vista de corte do conceito de fixação do suporte superior.	59
Figura 53 – Ilustração do suporte do braço inferior com reforços em fibra de carbono.	60
Figura 54 – Ilustração do suporte do braço de direção com reforços em fibra de carbono.	60
Figura 55 – Ilustração do suporte da pinça de freio, fixado ao corpo da manga.	61
Figura 56 – Ilustração do suporte da pinça de freio, fixado ao corpo da manga.	61
Figura 57 – Vista em perspectiva da montagem das duas metades do assento dos rolamentos.	62
Figura 58 – Vista de corte da montagem das duas metades do assento dos rolamentos.	63
Figura 59 – Vista explodida do conceito da manga de eixo.	63
Figura 60 – Ilustração simplificada de forças atuantes nos braços de suspensão e na interface pneu-solo.	68
Figura 61 – Ilustração do sistema de coordenadas e convenção de sinais adotada (JAZAR, 2009).	69
Figura 62 – Gráfico da força vertical nas quatro rodas do protótipo para uma volta do percurso de <i>Autocross</i> da competição (BRASIL, 2018).	70
Figura 63 – Tabela colorida com módulos de força no membro inferior da suspensão dianteira para diferentes combinações de esforço. Valores mais altos em vermelho.	71

Figura 64 – Tabela colorida com módulos de força no membro inferior da suspensão traseira para diferentes combinações de esforço. Valores mais altos em vermelho.	72
Figura 65 – Força longitudinal nos pneus para simulação de volta em circuito de Autocross (BRASIL, 2018).	74
Figura 66 – Esquema de aplicação de forças e suportes no corpo sanduíche da manga de eixo.	76
Figura 67 – Ponto de Pico de Tensão, junto a Aresta de Raio Zero.	78
Figura 68 – Ponto de Tensão Distribuída, adjacente a ponto de tensão concentrada.	79
Figura 69 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Isométrica.	79
Figura 70 – Dimensões finais do corpo sanduíche da manga de eixo.	81
Figura 71 – Vista explodida de reforços em fibra de carbono na estrutura sanduíche.	81
Figura 72 – Configuração de simulação do suporte da pinça de freio.	82
Figura 73 – Tensão Equivalente de Von Mises no Suporte da Pinça de Freio.	82
Figura 74 – Dimensões finais do suporte da pinça de freio.	83
Figura 75 – Vista Isométrica da Montagem com Parafusos da Pinça em Destaque (Azul).	84
Figura 76 – Vista em Corte de Parafuso da Pinça.	84
Figura 77 – Exemplo de aplicação de arame de freio no protótipo 2017 (APUAMA, 2017).	85
Figura 78 – Tolerâncias diametraais nos casulos de rolamentos.	86
Figura 79 – Disposição de Gabarito e anteparos para furação.	87
Figura 80 – Manga de eixo dianteira esquerda em sanduíche de fibra de carbono e espuma estrutural com insertos e suportes em alumínio.	90
Figura 81 – Malha gerada para simulação de viga sanduíche.	98
Figura 82 – Configuração para simulação de viga sanduíche.	98
Figura 83 – Resultado para simulação de viga sanduíche.	98
Figura 84 – Simulação do Sanduíche - Malha - Vista Isométrica.	99
Figura 85 – Simulação do Sanduíche - Malha - Vista Frontal.	99
Figura 86 – Simulação do Sanduíche - Malha - Vista Lateral.	99
Figura 87 – Simulação do Sanduíche - Configuração - Vista Isométrica.	99
Figura 88 – Simulação do Sanduíche - Configuração - Vista Frontal.	100
Figura 89 – Simulação do Sanduíche - Configuração - Vista Lateral.	100
Figura 90 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Vista Isométrica.	100
Figura 91 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Vista Frontal.	100
Figura 92 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Vista Lateral.	100

Figura 93 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Pico de Tensão.	100
Figura 94 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Tensão Máxima Distribuída.	101
Figura 95 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Enrugamento de Face - Vista Frontal.	101
Figura 96 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Vista Isométrica.	101
Figura 97 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Vista Frontal.	101
Figura 98 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Vista Lateral.	101
Figura 99 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Pico de Tensão.	101
Figura 100– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Tensão Máxima Distribuída.	102
Figura 101– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Isométrica.	102
Figura 102– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Frontal.	102
Figura 103– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Lateral.	102
Figura 104– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu na Face - Vista Isométrica.	102
Figura 105– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu na Face - Vista Frontal.	102
Figura 106– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu na Face - Vista Lateral.	103
Figura 107– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu na Face - Pico de Tensão.	103
Figura 108– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Enrugamento de Face - Vista Frontal.	103
Figura 109– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Isométrica.	103
Figura 110– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Vista Frontal.	103
Figura 111– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Vista Lateral.	103
Figura 112– Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Pico de Tensão.	103

Figura 113–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Tensão Máxima Distribuída.	103
Figura 114–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Deformação Direci- onal no Eixo X - Vista Isométrica.	104
Figura 115–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Deformação Direci- onal no Eixo X - Vista Frontal.	104
Figura 116–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Deformação Direci- onal no Eixo X - Vista Lateral.	104
Figura 117–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu na Face - Vista Isométrica.	104
Figura 118–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu na Face - Vista Frontal.	104
Figura 119–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu na Face - Vista Lateral.	105
Figura 120–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu na Face - Pico de Tensão.	105
Figura 121–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Enrugamento de Face - Vista Frontal.	105
Figura 122–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Isométrica.	105
Figura 123–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Vista Frontal.	105
Figura 124–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Vista Lateral.	105
Figura 125–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Pico de Tensão.	105
Figura 126–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Tensão Máxima Distribuída.	105
Figura 127–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Deformação Direcional no Eixo Z - Vista Isométrica.	106
Figura 128–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Deformação Direcional no Eixo Z - Vista Frontal.	106
Figura 129–Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Deformação Direcional no Eixo Z - Vista Lateral.	106
Figura 130–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Configuração de Simulação - Vista Frontal.	107
Figura 131–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Configuração de Simulação - Vista Isométrica.	107
Figura 132–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Configuração de Simulação - Vista em Perspectiva Inferior.	107

Figura 133–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Tensão Equivalente de Von Mises - Vista Isométrica.	107
Figura 134–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Tensão Equivalente de Von Mises - Vista Frontal.	107
Figura 135–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Tensão Equivalente de Von Mises - Vista Lateral.	107
Figura 136–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Tensão Equivalente de Von Mises - Ponto de Tensão Máxima.	108
Figura 137–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Deformação Total - Vista Isométrica.	108
Figura 138–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Deformação Total - Vista Frontal.	108
Figura 139–Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Deformação Total - Vista Lateral.	108

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Distribuição de Pontos na competição. (SAE-INTERNATIONAL, 2016)	9
Tabela 2 – Fatores levados em conta na matriz de decisão e seus respectivos pesos	55
Tabela 3 – Matriz de decisão comparativa dos conceitos principais.	55
Tabela 4 – Massas de diferentes conceitos executados por equipes concorrentes . .	64
Tabela 5 – Propriedades Mecânicas da Fibra de Carbono T700SC Pré-Impregnada em Resina Epóxi 2510 com cura a vácuo a 131°C (AGATE, 2002). . .	66
Tabela 6 – Propriedades Mecânicas da espuma de divinícel Rohacell ©200 HERO (EVONIK, 2018).	67
Tabela 7 – Propriedades Mecânicas do Alumínio 7075-T651 (GGD-METALS, 2018).	67
Tabela 8 – Módulo das forças na suspensão dianteira em Newtons	71
Tabela 9 – Casos de operação do pneu selecionados para análise	72
Tabela 10 – Esforços a serem considerados na análise das mangas dianteira e traseira em seus 3 pontos de apoio.	73
Tabela 11 – Dados de entrada e resultados de teste de validação de modelo.	75
Tabela 12 – Critérios de falha críticos, deslocamentos lineares e angulares do corpo sanduíche.	80
Tabela 13 – Principais Custos de Materiais	88
Tabela 14 – Lista Técnica de Peças e Materiais	119
Tabela 15 – Lista Técnica de Materiais Auxiliares de Fabricação	120

Lista de abreviaturas e siglas

AF15	Protótipo da Apuama Racing do ano de 2015
AF16	Protótipo da Apuama Racing do ano de 2016
AF17	Protótipo da Apuama Racing do ano de 2017
AF18	Protótipo da Apuama Racing do ano de 2018
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CG	Centro de Gravidade
CNC	Comando Numérico Computadorizado
IC	Centro Instantâneo de Rolagem
MEF	Método dos Elementos Finitos
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SP	Estado de São Paulo
TU	<i>Technical University</i>
UNIFEI	Universidade Federal de Itajuba

Lista de símbolos

SÍMBOLOS LATINOS

A	Matriz de rigidez, Área, Aceleração	$[MPa]$, $[m^2]$, $[m/s^2]$
a	Distância do eixo dianteiro ao CG	$[m]$
B	Matriz de acoplamento de flexão, Fator de Rigidez	$[MPa]$, $[\]$
b	Distância do eixo traseiro ao CG, largura do sanduíche	$[m]$, $[m]$
C	Fator de forma	$[\]$
c	Espessura do núcleo do sanduíche	$[m]$
D	Matriz de rigidez à flexão, Fator de Pico	$[MPa]$, $[\]$
E	Módulo de Elasticidade, Fator de curvatura	$[MPa]$, $[\]$
F	Fatores do critério de falha de Tsai-Wu	$[\]$
FS	Fator de segurança	$[\]$
G	Módulo de cisalhamento	$[MPa]$
H	Altura total do laminado	$[m]$
h	Altura	$[m]$
I	Momento de inércia	$[m^4]$
K	Rigidez à rolagem do carro	$[Nm/rad]$
l	Distância entre eixos	$[m]$
M	Momento	$[Nm]$
N	Força na secção transversal do laminado	$[N/m]$
NP	Número de penalização	$[\]$
P_m	Força medida em teste	$[N]$

\bar{Q}	Matriz de rigidez da lâmina	$[MPa]$
$\bar{\bar{Q}}$	Matriz de rigidez transformada da lâmina	$[MPa]$
R	Matriz de Reuter	$[\]$
S	Matriz de flexibilidade, Limite de cisalhamento	$[MPa^{-1}], [MPa]$
\bar{S}	Matriz de flexibilidade transformada da lâmina	$[MPa^{-1}]$
T	Matriz de rotação	$[\]$
t	Espessura da face, bitola do carro, soma dos NPs	$[m], [m], [\]$
u_0	Deslocamento em x do plano central	$[m]$
V	Fração volumétrica	$[\]$
v_0	Deslocamento em y do plano central	$[m]$
v	Volume	$[m^3]$
W	Peso do carro	$[N]$
w_0	Deslocamento em z do plano central	$[m]$
X	Limite de resistência longitudinal	$[MPa]$
Y	Limite de resistência transversal	$[MPa]$
y	Distância ao centro da secção transversal	$[m]$
z	Distância da lâmina ao centro do laminado	$[m]$

SÍMBOLOS GREGOS

ϵ	Deformação normal no plano	$[\]$
η	Fator da equação de Halpin-Tsai	$[\]$
γ	Deformação de cisalhamento	$[\]$
κ	Curvatura	$[\]$
μ	Coefficiente de fricção	$[\]$
ν	Módulo de Poisson	$[\]$
σ	Tensão normal no plano	$[MPa]$
τ	Tensão de cisalhamento	$[MPa]$
ξ	Fator de forma das fibras	$[\]$

SUBSCRITOS

0	Plano central do laminado
1	Orientação longitudinal em compósitos
2	Orientação transversal em compósitos
12	Orientação primária de cisalhamento em compósitos
21	Orientação secundária de cisalhamento em compósitos
<i>c</i>	Compressão, Núcleo de sanduíches
<i>F</i>	Dianteiro
<i>f</i>	Fibra, Face de sanduíches
<i>m</i>	Matriz
<i>R</i>	Traseiro
<i>S</i>	Massa suspensa
<i>t</i>	Tração
<i>U</i>	Massa não suspensa
<i>x</i>	Eixo x
<i>y</i>	Eixo y
<i>z</i>	Eixo z

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Contextualização	1
1.1.1	A Competição	1
1.1.2	A Equipe	2
1.2	Motivação	3
1.3	Objetivos	5
1.4	Divisão do Trabalho	5
1.5	Metodologia	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1	Detalhamento de Parâmetros e Contextos na Competição de Fórmula SAE	8
2.2	Suspensão em Protótipos de Formula SAE	9
2.3	A Manga de Eixo	11
2.3.1	Fixação da Pinça de Freio na Manga de Eixo	13
2.4	A Importância da Rigidez em Sistemas de Suspensão Automotiva	14
2.5	A Importância da Redução de Massa no Conjunto de Massa não Suspensa	16
2.6	Teoria de Compósitos Laminados	18
2.6.1	A Fibra de Carbono como Material Compósito de Alto Desempenho e sua Aplicação no Automobilismo de Alta Performance	18
2.6.2	Resistência de uma Lâmina	20
2.6.3	Critério de Falha de Tsai-Wu	23
2.6.4	Fabricação de Compósitos Laminados	24
2.7	Placas Sanduíche de Materiais Compósitos	25
2.7.1	Fabricação de Placas Sanduíche	26
2.7.2	Tensões em Placas Sanduíche	27
2.7.3	Modos de Falha em Placas Sanduíche	28
2.8	Análise de esforços em Suspensão tipo Duplo-A	29
2.8.1	Análise de Forças no Pneu	29

2.8.2	Determinação da Força Vertical nos Pneus	32
2.8.3	Simulação Numérica de Tempo de Volta	39
2.8.4	Análise da Torção gerada por Resistência à Rolagem de Rolamentos de Esferas	40
2.9	Análise de Esforços por meio do Método de Elementos Finitos . . .	41
2.9.1	Singularidades de Tensão em Análises pelo Método dos Elementos Finitos .	43
3	PROJETO CONCEITUAL	44
3.1	Métodos de Análise	44
3.1.1	Projeto Conceitual	44
3.1.2	Projeto Intermediário	44
3.1.3	Projeto de Detalhamento	45
3.2	Considerações iniciais de Projeto	45
3.3	Restrições Geométricas	46
3.4	Definição geral do Conceito de Material e Fabricação	47
3.4.1	Manga de Eixo montada em Chapas de Aço soldadas	47
3.4.2	Manga de Eixo usinada em Alumínio com Suportes modulares	48
3.4.3	Manga de Eixo usinada em Alumínio com Ajuste único de Cambagem . . .	50
3.4.4	Manga de Eixo de Manufatura aditiva em Titânio	51
3.4.5	Manga de Eixo em Fibra de Carbono a partir de Moldes externos com Insertos	52
3.4.6	Manga de Eixo em Fibra de Carbono a partir de Moldes Internos perma- nentes com Insertos	52
3.4.7	Manga de Eixo a partir de Painel Sanduíche de Fibra de Carbono e Espuma estrutural	54
3.4.8	Matriz de Decisão	55
3.5	Definição conceitual de Soluções associadas ao Conceito primário .	57
3.5.1	Suporte superior da Suspensão e Interfaces	57
3.5.2	Suporte inferior da Suspensão e Interfaces	59
3.5.3	Suporte do Braço de Direção e Interfaces.	60
3.5.4	Suporte da Pinça de Freio	61
3.5.5	Assento dos Rolamentos do Cubo de Roda	62
3.6	Definição de Meta de Massa	63
3.7	Definição do Fator de Segurança	64
4	PROJETO INTERMEDIÁRIO	66
4.1	Seleção e Caracterização do Material	66
4.2	Determinação de Esforços	67
4.2.1	Convenção de Sinais adotada	68
4.2.2	Seleção dos Casos de Força para Análise	69
4.2.3	Esforços no Suporte da Pinça de Freio	73
4.3	Análise Estrutural	74
4.3.1	Validação do Modelo	75

4.3.2	Simulação Sanduíche	75
4.3.2.1	Limites de Deflexão	77
4.3.2.2	Critérios de Falha	77
4.3.2.3	Análise de Resultados	78
4.3.3	Simulação do Suporte da Pinça de Freio.	82
	5 PROJETO DETALHADO	84
5.1	Travamento de Elementos de Fixação	84
5.2	Tolerâncias Geométricas e Dimensionais	85
5.3	Considerações de Fabricação	86
5.4	Estimativa de Custos	87
	6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES	89
	REFERÊNCIAS	91
	APÊNDICES	94
	APÊNDICE A – ROTINAS DE CÁLCULO DE ESFORÇOS	95
	APÊNDICE B – SIMULAÇÃO DE VALIDAÇÃO - VIGA SANDUÍ-	
	CHE ENGASTADA	98
	APÊNDICE C – SIMULAÇÃO - SANDUÍCHE	99
C.1	Configuração e Malha	99
C.2	Caso de Carga Combinado	100
C.3	Caso de Carga Lateral	102
C.4	Caso de Carga Longitudinal	104
	APÊNDICE D – SIMULAÇÃO - SUPORTE DA PINÇA DE FREIO	107
	APÊNDICE E – DESENHOS TÉCNICOS	109
	APÊNDICE F – LISTA TÉCNICA DE MATERIAIS	119
F.1	Lista de Peças e Materiais	119
F.2	Lista de Materiais Auxiliares de Fabricação	119

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

1.1.1 A Competição

Com sua primeira edição em 1980 nos Texas, Estados Unidos, a fórmula SAE (*Society of Automotive Engineers*) é uma competição voltada para estudantes de engenharia com o objetivo de prover o contato dos mesmos com a indústria automotiva (CASE, 1996).

A proposta do evento é que grupos de graduandos, mestrandos e doutorandos de cada universidade se reúnam para projetar, construir e testar um protótipo monoposto de corrida de rodas livres. Todo o escopo da competição é regido por um regulamento de validade internacional, elaborado pela entidade norte-americana SAE. Na competição brasileira, as equipes tem o direito de utilizar o mesmo veículo por dois anos seguidos, contanto que esta prove ter realizado alterações significativas em seu projeto. Na figura 1, observam-se as mudanças entre os protótipos do ano de 2015 (figura 1a) e de 2016 (figura 1b), carros oriundos de projetos de primeiro e segundo ano, respectivamente.



(a) Protótipo de primeiro ano: AF15



(b) Protótipo de segundo ano: AF16

Figura 1 – Figuras dos protótipos de primeiro e segundo ano, das temporadas de 2015 e 2016, respectivamente (APUAMA, 2017).

O ambiente criado entre os estudantes, embora competitivo, é permissivo à troca livre de informações de projeto. Salvo temas de envolvimento corporativo, o fluxo de informações entre os competidores é incentivado, permitindo vasta assimilação de experiências

e lições aprendidas em projetos análogos já realizados.

1.1.2 A Equipe

Fundada em 2004, a equipe Apuama Racing representa a Universidade de Brasília na competição com graduandos e mestrandos de diversos cursos da instituição. Na figura 2 pode ser visto o primeiro protótipo da equipe a competir em Piracicaba-SP.



Figura 2 – Protótipo de Fórmula SAE da Apuama Racing no ano de 2005 (APUAMA, 2017).

Atualmente, a equipe reúne mais de 50 alunos da instituição para implementar o projeto AF18, carro de segundo ano, sobre o protótipo do AF17, exibido na figura 3. Portanto, muitas das peças, geometrias, massas e inércias se manterão constantes ou similares, o que facilita a análise e otimização do projeto como um todo, além de permitir a utilização de dados coletados no ano de 2017 para fins de validação e concepção de novas alterações.



Figura 3 – Protótipo de Fórmula SAE da Apuama Racing no ano de 2017 (APUAMA, 2017).

1.2 Motivação

No contexto de engenharia competitiva universitária, há uma constante busca pela otimização do projeto como um todo, seja pela perspectiva financeira ou de performance. O intuito final é sempre maximizar o número de pontos adquiridos pela equipe. Visto que 67,5% dos pontos cedidos a cada equipe advém do comportamento dinâmico do carro e da sua confiabilidade e eficiência, otimizações no campo da suspensão têm grande efeito na pontuação final.

A manga de eixo integra parte da massa não suspensa e é parte da interface entre o carro e o solo. Por isso, sua massa e rigidez têm grande impacto na performance do carro.

Ao longo da história da equipe, poucos conceitos de mangas de eixo foram desenvolvidos. Levando em conta a história recente, 2 conceitos diferentes podem ser observados:

A manga de eixo do protótipo construído em 2014, vista na figura 4, é construída inteiramente de aço. Com propriedades geométricas relativamente imprecisas, devido ao processo rudimentar de manufatura, a manga de eixo era mais pesada que o esperado para veículos de fórmula SAE na época.



Figura 4 – Manga de eixo do protótipo de 2014. (APUAMA, 2017).

Já a partir do ano de 2015, utilizou-se um conceito novo, em alumínio usinado e suportes em aço, como visto na figura 5. Embora com melhor precisão geométrica, o conceito ainda apresenta elevada massa, devido às peças em aço e à grande presença de elementos de fixação. Seus suportes também conferem ao projeto elevada flexibilidade, prejudicando o desempenho do veículo.

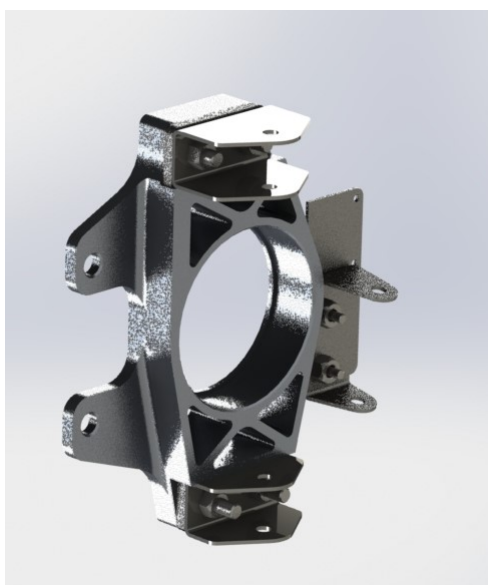


Figura 5 – Ilustração da manga de eixo usinada em alumínio com suportes modulares do protótipo AF15 (APUAMA, 2017).

Com a otimização gradativa do projeto, o conceito adotado atualmente pela equipe apresenta limitações e deve ser revisado para que o projeto como um todo possa continuar evoluindo. A manga de eixo torna-se então um ponto chave para investimentos de projeto no contexto da equipe.

Desta forma, a utilização de materiais compósitos de alta performance, como a fibra de carbono, se apresenta como uma maneira de otimizar um sistema de alto impacto no desempenho da equipe. A alta rigidez e resistência específica do compósito carbono-epóxi motivou a utilização do mesmo no presente estudo de caso.

1.3 Objetivos

O objetivo principal do trabalho é o projeto de uma manga de eixo de fibra de carbono que possua características de rigidez e massa competitivas com as encontradas entre as equipes melhor colocadas na competição de Fórmula SAE no Brasil. A peça deve ser manufaturável, confiável e financeiramente acessível à equipe.

1.4 Divisão do Trabalho

O trabalho está dividido nas seguintes partes:

- Capítulo 1: Introdução, abordando o contexto, a motivação, os objetivos e a divisão do trabalho;
- Capítulo 2: Revisão bibliográfica, exibindo a fundamentação teórica para o projeto;
- Capítulo 3: Projeto Conceitual, documentando o desenvolvimento da primeira parte do projeto;
- Capítulo 4: Projeto Intermediário, detalhando os processos de cálculo e dimensionamento principais da peça;
- Capítulo 5: Projeto Detalhado, definindo aspectos de finalização do projeto, detalhando processos de manufatura e montagem;
- Capítulo 6: Resultados e Conclusão, exibindo os parâmetros finais obtidos pelo projeto, aspectos de performance e desempenho global do conceito;
- Apêndices, com o detalhamento de desenhos de fabricação, simulações e memoriais de cálculo.

1.5 Metodologia

Partindo da abordagem em 3 etapas de projeto já apresentada na seção 1.4, o desenvolvimento conceitual tem como objetivo propor uma solução para a aplicação do produto, contemplando seu contexto e os objetivos propostos para seu desenvolvimento.

Para o caso em questão, o desenvolvimento conceitual é feito de forma comparativa às alternativas vigentes para um projeto de manga de eixo.

Uma vez definida a solução primária, é possível observar diversos pontos críticos envolvendo interfaces específicas, desafios de fabricação ou montagem. Para tais pontos são levantadas soluções específicas, obtendo-se assim um modelo conceitual completo.

É possível então criar um primeiro modelo em CAD do conceito. Este é utilizado para incorporar as restrições geométricas vigentes e propor uma primeira solução já com todas as características conceituais e geométricas necessárias.

Além do modelo conceitual em CAD, para que a análise estrutural por elementos finitos possa ser realizada, é necessário obter as características do material. A partir da realização de testes básicos de caracterização de materiais compósitos, os respectivos dados podem ser tratados e avaliados para que as constantes do material sejam obtidas. Alternativamente, as características do material podem ser obtidas por meio de literatura técnica disponível.

A determinação de esforços no conjunto de suspensão é um requisito para a análise estrutural da manga de eixo. Desta forma, dados de simulações numéricas do veículo em pista associados a um modelo matemático do pneu foram utilizados para determinar os esforços críticos ao veículo em operação.

Em posse do modelo em CAD, das características do material e dos esforços críticos, pode-se então realizar a análise pelo MEF. Uma vez montado o modelo, feitas as devidas análises, deve-se verificar o cumprimento do fator de segurança definido, assim como a meta de massa. O não cumprimento dos mesmos leva à repetição do processo após a mudança de características geométricas no modelo em CAD. Uma vez atendidos, o dimensionamento estrutural está completo, finalizando assim o projeto intermediário.

No projeto detalhado, o projeto já dimensionado é então documentado para fins de manufatura. Todas as informações pertinentes à fabricação e montagem são levantadas e registradas, por meio de desenhos técnicos.

O fluxograma da figura 6 ilustra as etapas do projeto.

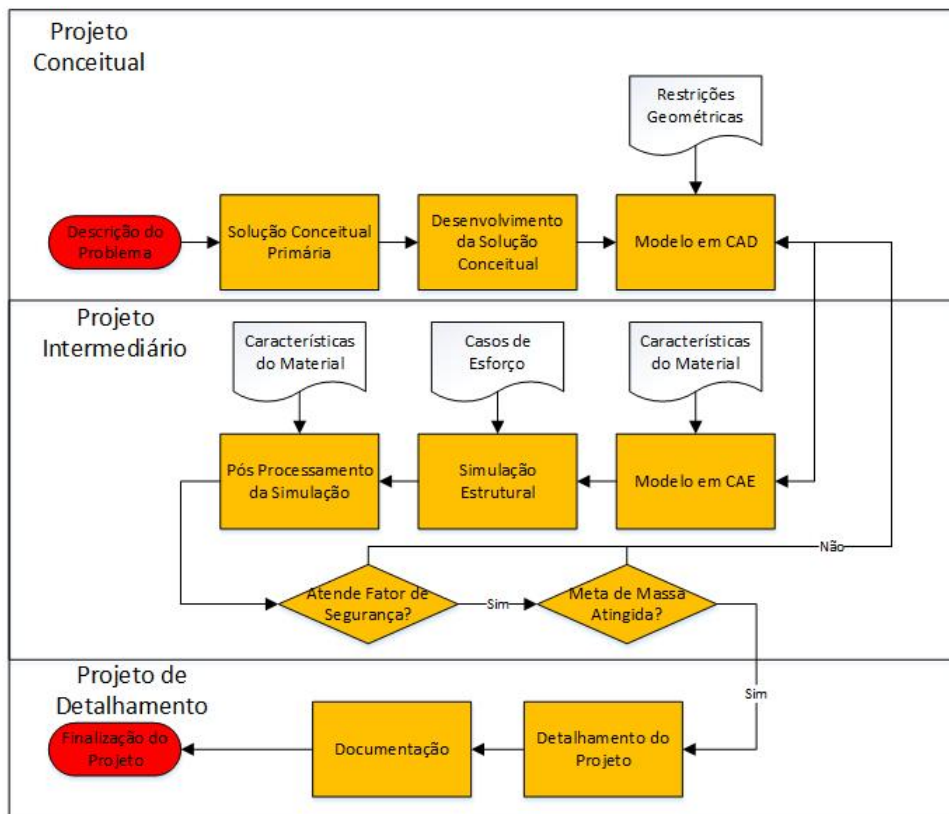


Figura 6 – Fluxograma da metodologia de projeto adotada.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Detalhamento de Parâmetros e Contextos na Competição de Fórmula SAE

Os protótipos de roda aberta tem aspecto similar entre si. Divididos entre as classes Elétrico, Combustão e Autônomo, os veículos costumam ter massa entre 150 e 400kg. Suas dimensões mínimas impostas pelo regulamento são de 1525mm de distância entre-eixos. A bitola mínima é definida para garantir o não capotamento do carro quando inclinado a 60° com o solo. Um exemplo de veículo próximo às suas dimensões mínimas pode ser visto na figura 7.



Figura 7 – Protótipo de Fórmula SAE da UNIFEI ([APUAMA, 2017](#)).

As equipes competidoras são avaliadas por um sistema de pontuação definido no regulamento elaborado pela SAE. A intenção do sistema de pontos é avaliar as equipes como se estas fossem empresas fabricando um produto para o automobilismo amador. Os pontos são divididos de forma a avaliar o projeto como um todo, desde a concepção do projeto como produto comercial até a sua performance como objeto de automobilismo.

Sendo assim, a pontuação se divide em uma parte estática e outra dinâmica, conforme mostrado na tabela 1.

Categoria	Prova	Pontuação
Provas Estáticas	Apresentação	75
	Projeto de Engenharia	150
	Análise de Custo	100
Provas Dinâmicas	Aceleração	100
	Skid-Pad	75
	Autocross	125
	Eficiência	100
	Enduro	275
Total		1000

Tabela 1 – Distribuição de Pontos na competição. ([SAE-INTERNATIONAL, 2016](#))

Nas avaliações estáticas, as provas de "Apresentação" e "Análise de Custo" referem-se ao viés comercial do produto apresentado. Como este será vendido e como é composto o preço total do mesmo, respectivamente. Para tais avaliações, decisões envolvendo a manufaturabilidade e simplicidade de montagem são bem vistas e correspondentemente pontuadas.

Já no "Projeto de Engenharia" são avaliadas as decisões e análises feitas no decorrer do desenvolvimento do protótipo como um todo. É avaliado como que as decisões foram tomadas para propiciar a melhor pontuação possível na competição. É essencial o domínio da equipe sobre o processo de elaboração do conceito e desenvolvimento do projeto. Decisões sem justificativas adequadas são penalizadas neste evento.

2.2 Suspensão em Protótipos de Formula SAE

Sistemas de suspensão automotiva tem o objetivo de promover o contato de todas as rodas com o solo. Em primeira análise pode-se constatar, que, uma vez que um plano é definido por 3 pontos, um carro com quatro rodas depende de um sistema flexível para que as quatro rodas estejam em contato com o solo. Adicionando-se então à análise a variabilidade da geometria do solo e as diferentes forças e acelerações provenientes do veículo, constata-se a necessidade de um sistema projetado para dinamicamente manter o veículo em contato máximo com o solo.

A solução adotada para o desenvolvimento de suspensões veiculares varia por aplicação. Veículos para transporte de passageiros ou cargas tem como prioridade o encaixe na arquitetura veicular comercial, a manufaturabilidade em larga escala e o conforto dos seres humanos envolvidos no transporte. Isso resulta na minimização da quantidade de peças utilizadas, na utilização de peças fabricadas por estampamento e na utilização de elementos flexíveis nos acoplamentos. Um exemplo típico de sistema de suspensão comercial é o sistema *McPherson*, mostrado na figura 8, que requer pouco espaço, poucas peças e tolerâncias menos apertadas porém apresenta limitações geométricas ([BOSCH, 2004](#)).

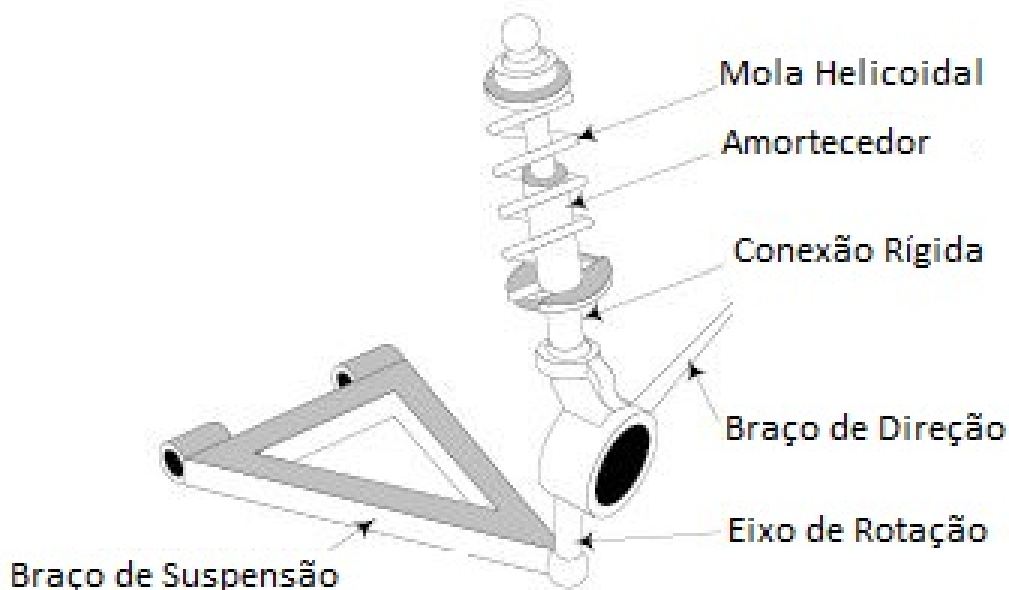


Figura 8 – Exemplo de suspensão do tipo *McPherson* (JAZAR, 2009).

Já para veículos de competição, a solução amplamente adotada é a suspensão do tipo "Duplo A". Consiste em dois braços articulados em formato de "A" ou "V", um braço de direção e um atuador vertical, podendo esse ser diretamente o amortecedor ou uma vara de tração ou compressão para atuar um amortecedor remoto. O sistema possui a vantagem de ter um alto controle sobre a cinemática do sistema. Suas desvantagens são a quantidade de peças e articulações, a necessidade de tolerâncias mais apertadas e o alto uso de espaço no automóvel. É a alternativa que promove a performance em detrimento de espaço e custo (BOSCH, 2004).

No caso dos protótipos de Fórmula SAE, a solução adotada pela equipe Apuama Racing nos projetos anteriores foi a construção dos braços "duplo A" a partir de tubos de aço carbono, pela facilidade de manufatura unitária. Na figura 9 pode ser vista uma ilustração do sistema de suspensão "duplo A" do protótipo de 2015 da equipe.

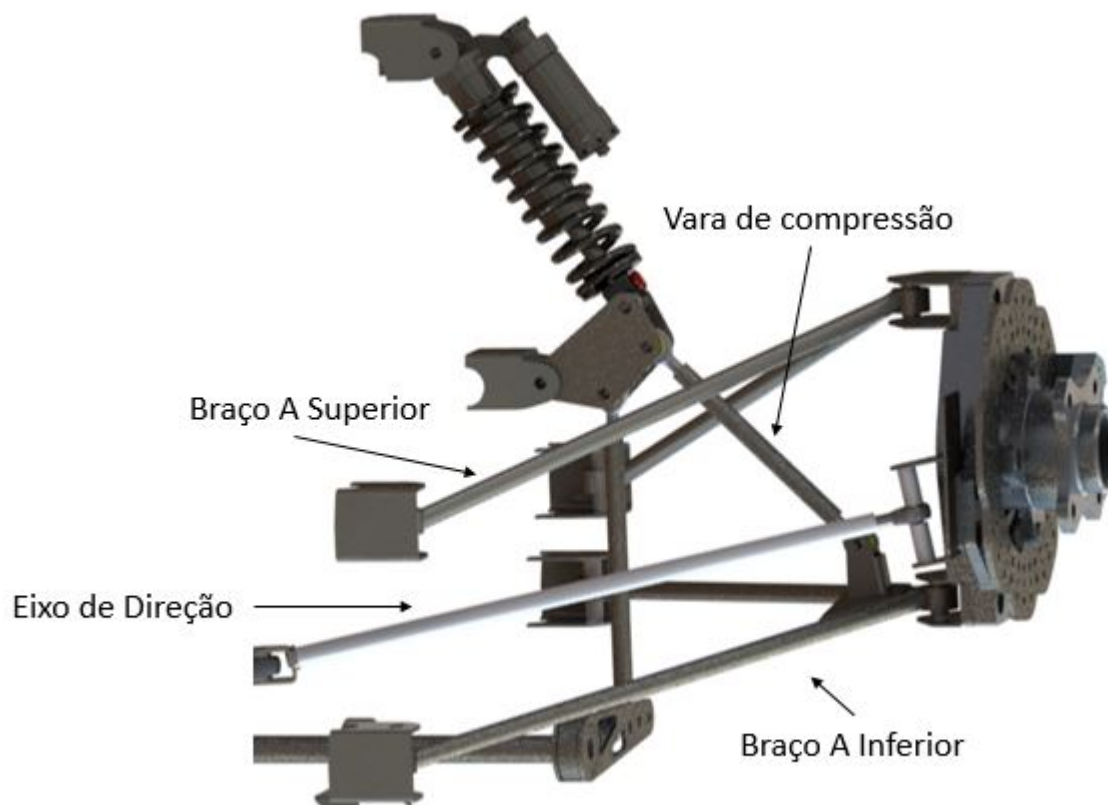


Figura 9 – Suspensão duplo A do protótipo da Apuama Racing em 2015 (APUAMA, 2017).

2.3 A Manga de Eixo

A manga de eixo é a peça que abriga os mancais do cubo de roda e que se liga aos braços de suspensão. Nela também se acoplam a pinça de freio, a barra de direção e eventualmente outros sensores anexos ao sistema de roda.

Existem diferentes conceitos de manga de eixo, a depender do tipo de suspensão utilizado. A manga de eixo mais comum no mercado automotivo adequa-se ao sistema *McPherson* de suspensão. Neste modelo, o amortecedor é engastado ao conjunto, como evidenciado na figura 10.



Figura 10 – Ilustração de suspensão e manga de eixo de conjunto do tipo *McPherson* (DIAS, 2018).

Já no sistema duplo A, a manga não está engastada no amortecedor, sendo conectada por meio de articulações em todos os seus pontos, como mostrado na figura 9.

Além de ter que garantir a ajustabilidade de cambagem, a manga de eixo deve incorporar em seu projeto todos os requerimentos geométricos, posicionando as articulações da suspensão precisamente segundo o conceito previamente definido de cinemática. Para fins de exemplo, uma ilustração da manga de eixo do projeto AF15 pode ser vista na figura 11.

O projeto exibido na figura 11 teve sua estrutura principal feita em alumínio e os suportes anexos em chapas de aço.

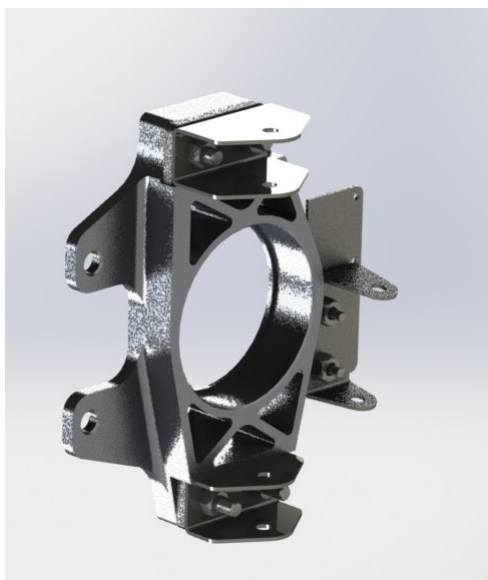


Figura 11 – Renderização da manga de eixo utilizada no protótipo "AF15" da equipe Apuama Racing ([APUAMA, 2017](#)).

2.3.1 Fixação da Pinça de Freio na Manga de Eixo

O protótipo AF18 conta com pinças de freio flutuantes. São denominadas assim por possuírem um curso livre de deslocamento, garantindo uma tolerância maior a desvios do disco de freio e alta compatibilidade com diferentes arranjos instalados.

A figura 12 exibe a pinça de freio traseira do protótipo montada à manga de eixo (destacada em azul).

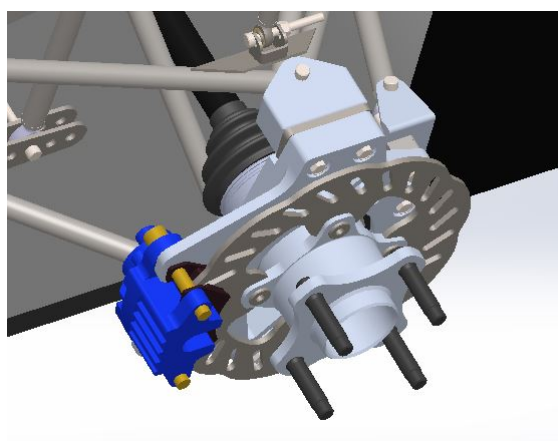


Figura 12 – Ilustração da pinça traseira montada ao protótipo AF16 ([APUAMA, 2017](#)).

É importante notar a forma de encaixe da manga de eixo entre a pinça de freio, junto às pastilhas e ao disco, como evidente na figura 13. Nota-se a necessidade da manga de eixo apresentar uma seção fina junto ao suporte da pinça de freio.

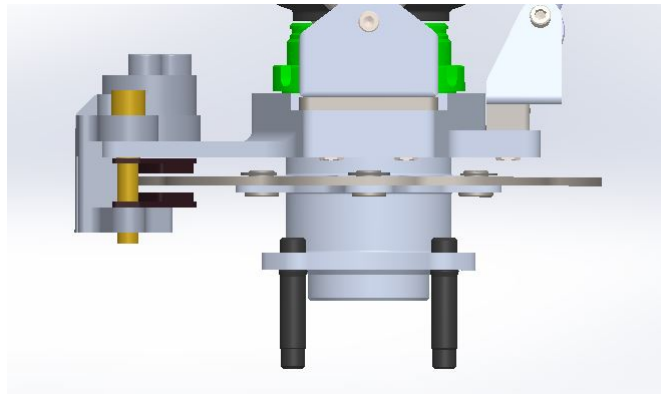


Figura 13 – Ilustração da pinça traseira montada ao protótipo AF16 em vista superior (APUAMA, 2017).

Já a pinça dianteira possui um conceito de fixação diferente. O parafuso utilizado para fixá-la à manga não é passante e não fixa as pastilhas de freio, ao contrário do que é observado na figura 12. Na figura 14, percebe-se a possibilidade de se utilizar um suporte mais espesso para pinça.

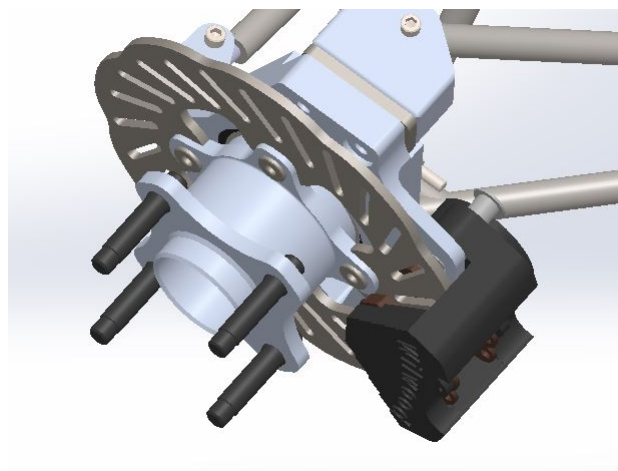


Figura 14 – Ilustração da pinça dianteira montada ao protótipo AF16 (APUAMA, 2017).

2.4 A Importância da Rigidez em Sistemas de Suspensão Automotiva

Como mencionado, a função primária do sistema de suspensão automotiva é otimizar o contato entre os pneus e o solo, que ocorre durante o movimento de um veículo. As forças resultantes da interação entre o pneu e o solo dependem de diversos fatores. Os principais são:

- Ângulo de Deriva;
- Razão de Escorregamento;

- Ângulo de Cambagem;
- Pressão do Pneu;
- Características do Pneu e da Roda;
- Temperatura.

Entre os fatores supracitados, os ângulos de deriva e cambagem dependem diretamente da geometria e conseqüentemente da cinemática do sistema de suspensão. O ângulo de deriva, definido pela inclinação horizontal entre o eixo central do pneu e a direção de movimento do solo, é o principal meio de controle do automóvel, sendo diretamente influenciado pela entrada de esterço do volante, por exemplo. O ângulo de cambagem vem como parâmetro secundário, sendo controlado indiretamente pelo esterço e alterado diretamente pelo curso da suspensão (MILLIKEN, 1954). Na figura 15 podem ser vistas as representações dos principais ângulos mencionados.

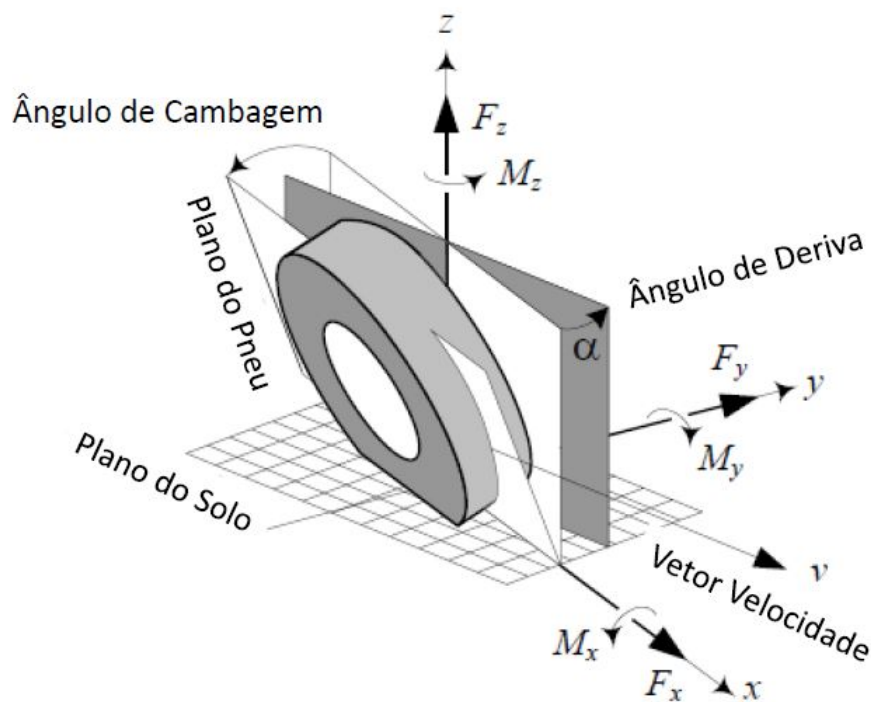


Figura 15 – Definição de ângulos de contato do pneu com o solo (JAZAR, 2009).

A flexibilidade da suspensão pode levar à alteração indesejada de parâmetros essenciais de controle do carro, como é o caso do ângulo de deriva e do ângulo de cambagem do pneu com o solo. Logo, o carro responde a variações destes parâmetros em momentos não desejáveis ao piloto, diminuindo assim a correspondência entre os comandos do piloto e as reações do carro. Isso torna o carro instável.

Por outro lado, um conjunto de suspensão totalmente rígido é aquele que todos os seus movimentos ocorrem de acordo com a cinemática projetada do sistema. Ainda

existem momentos residuais provenientes de imperfeições do solo ou de reações às acelerações, como movimentos de rolagem ou mergulho, mas são todos facilmente previstos em simulações realizadas na etapa de projeto da suspensão como um todo.

A figura 16 é um claro exemplo de um veículo onde a roda com o maior carregamento (na esquerda) assumiu um ângulo de cambagem discrepante com o de projeto, que pode ser observado na roda com o menor carregamento (na direita). Vale notar que, por projeto, a configuração seria simétrica.



Figura 16 – Exemplo de veículo de Formula SAE com flexibilidade excessiva em membros da suspensão (CLARKE, 2012).

Assim evidencia-se a necessidade de se obter o sistema de suspensão mais rígido possível, para tornar o veículo mais controlável, conseqüentemente alcançando-se menores tempos de volta e mais segurança.

2.5 A Importância da Redução de Massa no Conjunto de Massa não Suspensa

Além da necessidade básica de redução de massa no automobilismo, para melhorar as características dinâmicas globais do veículo, a massa não suspensa é especialmente crítica.

A massa não suspensa define-se pela massa do automóvel que não é suportada pelo conjunto de mola-amortecedor da suspensão. Nela entram rodas, pneus, elementos acessórios à roda e uma fração da massa dos braços de suspensão. Esta fração pode ser definida como 50% (SMITH, 1978).

A partir do estudo de modelos vibracionais simplificados, como o modelo de quarto de carro da figura 17, conclui-se que a massa não suspensa tem influências negativas na estabilidade da força de contato do pneu com o solo, como mostrado na figura 18. O gráfico compara qualitativamente o ganho de resposta às vibrações do solo, variando a massa não suspensa de um modelo de quarto de carro. A massa suspensa permanece constante. Dessa forma, o primeiro pico de ressonância é comum às três diferentes massas não suspensas.

Porém estas se diferenciam no segundo pico de ressonância, cuja magnitude é tão menor quanto a massa não suspensa é mais leve.

A diminuição da magnitude do segundo pico de ressonância da resposta em frequência da massa não suspensa representa um ganho de estabilidade no contato do pneu ao solo, o que surte efeitos positivos no desempenho do veículo.

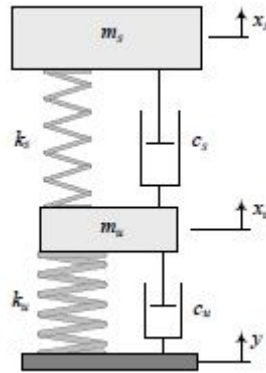


Figura 17 – Modelo simplificado de quarto de carro (JAZAR, 2009).

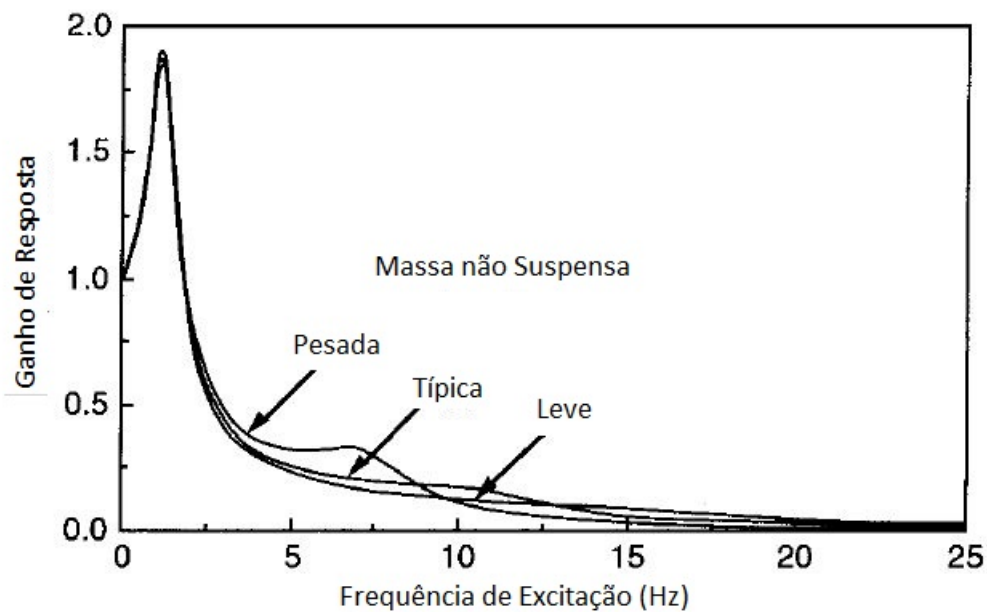


Figura 18 – Análise da influência da massa não suspensa na responsabilidade vibracional da roda (GILLESPIE, 1992).

O fenômeno também pode ser observado de maneira mais simples pela ótica da inércia da massa não suspensa, quando sujeita a imperfeições do solo. Como sugere a figura 19, quanto mais leve o conjunto da roda, mais rápido esta volta a tocar o chão após uma perturbação vertical.

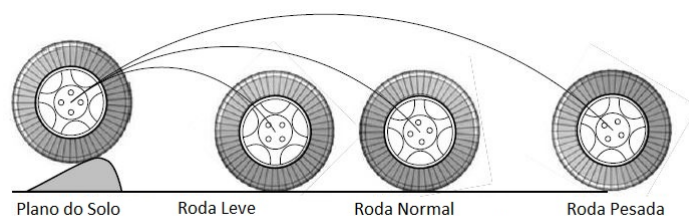


Figura 19 – Ilustração de reação de rodas com diferentes massas a uma perturbação no solo (JAZAR, 2009).

2.6 Teoria de Compósitos Laminados

2.6.1 A Fibra de Carbono como Material Compósito de Alto Desempenho e sua Aplicação no Automobilismo de Alta Performance

Materiais compósitos são aqueles que utilizam-se de dois ou mais materiais combinados de maneira não homogênea para obter-se propriedades mecânicas superiores a ambos os materiais separados. Materiais compósitos fibrosos são especialmente resistentes, uma vez que fibras tem propriedades mecânicas superiores aos seus materiais de origem. Porém de maneira unidirecional. Quando associados a uma matriz, esta pode distribuir os esforços e conferir às fibras uma forma útil, de maneira que possam assumir uma função estrutural em um sistema (JONES, 1999).

Compósitos laminados são oriundos da sobreposição de duas ou mais camadas de materiais com propriedades mecânicas distintas, buscando aliar as características vantajosas de ambas as camadas. A figura 20 ilustra um exemplo de laminado a partir de lâminas unidirecionais. De uma maneira geral, materiais compósitos fibrosos tem características mecânicas de melhor desempenho na direção de suas respectivas fibras. Ao se sobrepor lâminas compósitas com fibras em direções distintas, obtêm-se um compósito laminado com propriedades mecânicas otimizadas em duas direções distintas, em contraposição aos laminados originais, que só apresentavam boas qualidades em uma única direção (JONES, 1999).

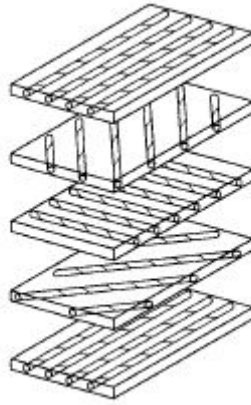


Figura 20 – Ilustração de um compósito laminado com as suas lâminas separadas (JONES, 1999).

Neste contexto, a fibra de carbono combinada e a resina epóxi, combinadas, apresentam a melhor rigidez e resistência específicas com disponibilidade no mercado e preços competitivos com outros materiais de características mecânicas inferiores. Por isso o material vem sendo cada vez mais utilizado em segmentos que demandam maior performance estrutural e redução de massa, como a indústria automotiva e aeronáutica. Alguns dos componentes normalmente produzidos com a tecnologia na indústria automotiva são:

- Monocoque para estrutura primária;
- Rodas;
- Carenagem;
- Sub-estruturas.

Na figura 21, pode-se ver um exemplo de monocoque (estrutura principal do veículo) em fibra de carbono a partir de laminados sanduíche.



Figura 21 – Imagem do monocoque da equipe Holandesa TU Delft em 2017 (DELFT, 2018).

O uso do material vem sendo priorizado nas aplicações de performance devido às suas características mecânicas superiores aos materiais predominantemente utilizados e à progressiva ampliação de sua disponibilidade comercial. A figura 22 exibe uma comparação qualitativa de desempenho estrutural de diversos materiais de fabricação mecânica.

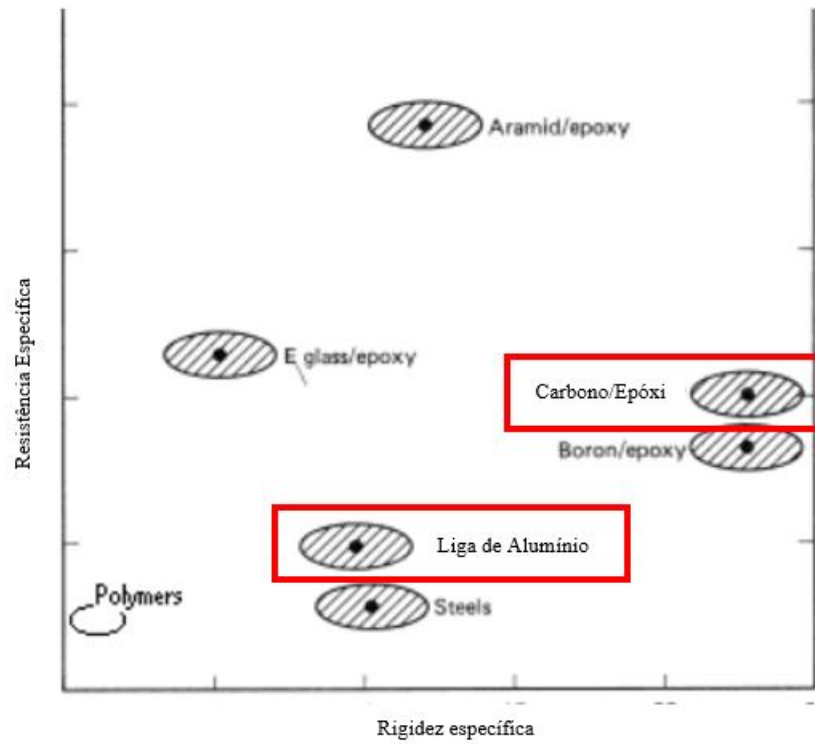


Figura 22 – Gráfico comparativo entre diferentes compósitos e materiais usuais de construção mecânica de alta performance (SRIKARI, 2005).

2.6.2 Resistência de uma Lâmina

As propriedades de ruptura da lâmina são obtidas a partir de 5 carregamentos planos com seus respectivos limites de resistência: tração longitudinal (X_t), compressão longitudinal (X_c), tração transversal (Y_t), compressão transversal (Y_c) e cisalhamento (S) (JONES, 1999).

Tais limites podem ser obtidos a partir de diversos testes. Entre eles, alguns se destacam pela sua uniformidade e simplicidade.

A Norma ASTM D3039 define as boas práticas para a realização de tais testes, como a definição de um corpo de prova padrão, conforme figura 23.

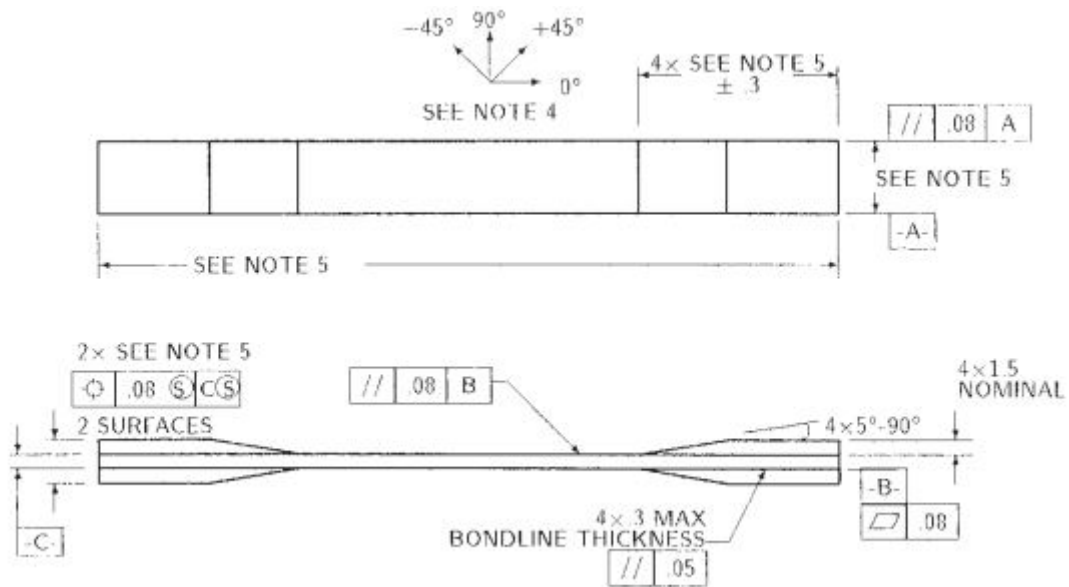


Figura 23 – Definição do corpo de prova padrão para testes de tração segundo a norma ASTM D3039. (ASTM-INTERNATIONAL, 2007)

Dependendo da orientação das fibras, a tração do corpo de prova pode indicar a resistência à tração longitudinal (X_t), à tração transversal (Y_t) e ao cisalhamento (S). O teste pode ser representado pela figura 24.

Um teste análogo pode ser feito para analisar as propriedades compressivas isoladas (X_c e Y_c), porém é necessário minimizar o comprimento da seção de análise, para evitar a flambagem da mesma.

O módulo e o limite de resistência ao cisalhamento pode ser obtido a partir de um teste de tração com as fibras orientadas em $45^\circ / -45^\circ$ em relação ao eixo de aplicação de força, como exibido na figura 24 (JONES, 1999).

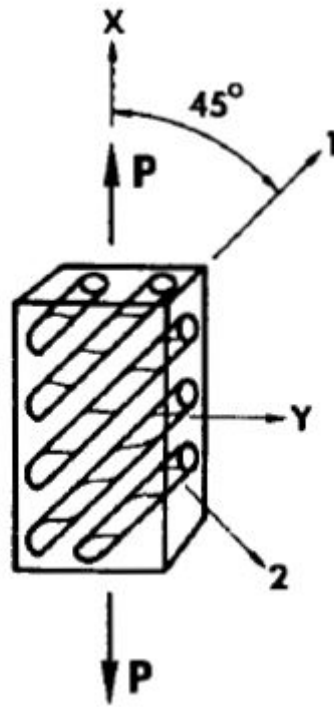


Figura 24 – Ilustração de lâmina com fibras orientadas fora do eixo de aplicação de força, sendo tracionada (JONES, 1999)

A partir do teste, calcula-se E_x . O módulo de cisalhamento plano pode ser definido pela equação 2.1 (JONES, 1999):

$$G_{12} = \frac{1}{\frac{4}{E_x} - \frac{1}{E_1} - \frac{1}{E_2} + \frac{2\nu_{12}}{E_1}} \quad (2.1)$$

Vale observar que a determinação precisa de G_{12} requer métodos mais sofisticados de teste e análise. A equação 2.1 é somente um método aproximado de se obter a constante sem maiores gastos de tempo e dinheiro.

Para determinar-se a tensão máxima cisalhante S , pode-se utilizar a relação dada em (ASTM-INTERNATIONAL, 2001):

$$S = \frac{P_m}{2A} \quad (2.2)$$

onde P_m é a força de tração no momento onde a curva de tensão x deformação cruza com uma linha de inclinação igual à inicial registrada no teste, afastada de 0,2% da origem, como mostrado na figura 25. A é a área de seção transversal na zona de falha.

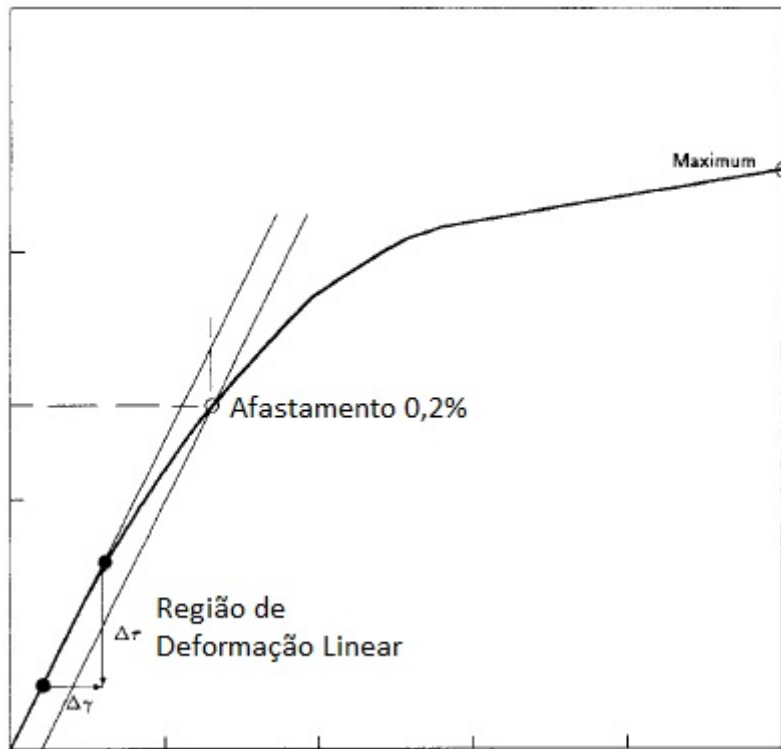


Figura 25 – Curva de Tensão Deformação em laminado com fibras orientadas em $[45^\circ / -45^\circ]$. (ASTM-INTERNATIONAL, 2001)

2.6.3 Critério de Falha de Tsai-Wu

A partir de uma análise de falha baseada no trabalho total realizado sobre o sólido, o critério de falha de Tsai-Wu realiza um ajuste de curva sobre as falhas de uma lâmina sob diversas condições de carregamento a partir de, primariamente, resultados de carregamentos isolados (JONES, 1999).

Para o caso de carregamentos no plano, tem-se a forma reduzida da equação paramétrica de Tsai-Wu para o envelope de carga crítica:

$$F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2 + F_6\sigma_6 + F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{66}\sigma_6^2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2 = 1 \quad (2.3)$$

Os fatores F são os coeficientes a serem ajustados. Os critérios de falha a serem levantados em testes são:

- X_c : Limite de resistência longitudinal compressiva;
- X_t : Limite de resistência longitudinal trativa;
- Y_c : Limite de resistência transversal compressiva;
- Y_t : Limite de resistência transversal trativa;
- S : Limite de resistência ao cisalhamento;

Como solução geral para cada caso de carregamento isolado, tem-se:

$$F_1 = \frac{1}{X_t} + \frac{1}{X_c} \quad (2.4)$$

$$F_{11} = -\frac{1}{X_t X_c} \quad (2.5)$$

$$F_2 = \frac{1}{Y_t} + \frac{1}{Y_c} \quad (2.6)$$

$$F_{22} = -\frac{1}{Y_t Y_c} \quad (2.7)$$

$$F_6 = 0 \quad (2.8)$$

$$F_{66} = \frac{1}{S^2} \quad (2.9)$$

O fator F_{12} representa a influência combinada das tensões transversais e longitudinais. A obtenção de um teste bi-axial para um compósito em compressão exige mais recursos e testes mais complicados, o que inviabiliza a obtenção do parâmetro F_{12} de forma precisa. Dentre diferentes possíveis abordagens, adotou-se o fator F_{12} como nulo (JONES, 1999). Logo:

$$F_{12} = 0 \quad (2.10)$$

Substituindo então 2.4, 2.5, 2.6, 2.7, 2.8 e 2.9 em 2.3, obtém-se:

$$\left(\frac{1}{X_t} + \frac{1}{X_c}\right)\sigma_1 + \left(\frac{1}{Y_t} + \frac{1}{Y_c}\right)\sigma_2 - \frac{\sigma_1^2}{X_t X_c} - \frac{\sigma_2^2}{Y_t Y_c} + \frac{\sigma_6^2}{S^2} = 1 \quad (2.11)$$

2.6.4 Fabricação de Compósitos Laminados

Será tratada a fabricação de materiais compósitos com matriz polimérica.

O método mais comum de manufatura para materiais compósitos com matriz polimérica é o denominado moldagem manual, ou *hand lay-up*. Neste, o material de reforço (fibras) é empilhado sobre um molde. Primeiramente, deve-se tratar a superfície do molde com um material desmoldante. A cada camada de fibras disposta sobre o molde, é feita a impregnação desta com resina (NETO, 2006). No caso de tecidos pré-impregnados, basta a colocação manual deste sobre a superfície. A resina, já presente no tecido, é suficiente para garantir a homogeneidade e adesão do compósito.

As propriedades mecânicas de um laminado variam sensivelmente com a fração volumétrica de fibra e matriz que compõem o mesmo. Por outro lado, a difusão homogênea de matriz entre as fibras também é vital para o bom comportamento mecânico do material.

Levando em conta a importância do aumento da fração volumétrica de fibra para o aumento da rigidez do material, realiza-se então a moldagem a vácuo, que consiste em um aperfeiçoamento do método de moldagem manual. Neste, após a completa disposição das camadas impregnadas de resina, a cura é realizada sob pressão, ao ser envolta por um saco plástico sob vácuo. Desta maneira, é realizada uma sucção de resina e produtos voláteis, enquanto a face do laminado é pressionada pela lâmina plástica (*Vacuum Bag*). As propriedades mecânicas finais podem ser melhoradas com a cura em temperaturas elevadas. Com a utilização de uma "estufa", pode-se garantir que a cura da resina ocorrerá sob temperaturas acima da ambiente (NETO, 2006).

Um processo típico de laminação a vácuo envolve uma série de camadas de tecidos dedicados à demoldagem, absorção de resina e manutenção de vácuo no laminado, durante a cura.

A disposição de camadas sobre o laminado segue na seguinte ordem:

- Filme de Vácuo
- Tecido Poroso (*Breather*)
- Filme Poroso
- Tecido de Absorção (*Bleeder*)
- Tecido de Demoldagem (*Peel-Ply*)

O filme de vácuo é colado sobre a superfície do molde por meio de uma fita adesiva específica para tal fim; *Tacky-Tape*.

Caso a laminação ocorra sobre molde interno, a sequência de camadas se repete do outro lado, sendo um filme de vácuo colado ao outro. Saídas do filme de vácuo para a bomba de vácuo devem ser dispostas estrategicamente, de maneira a permitir o alcance do vácuo sobre toda a peça (AGARWAL, 2015).

Durante o processo de aplicação das camadas impregnadas sobre o molde, gases nocivos à saúde são liberados, o que torna necessária a utilização de máscaras para a realização do processo. Luvas e vestimenta adequada são necessárias para evitar o contato da resina com a pele, que também pode resultar em danos à saúde do indivíduo a realizar o processo.

2.7 Placas Sanduíche de Materiais Compósitos

Placas sanduíche são elementos estruturais que combinam finas camadas de materiais de alta rigidez e resistência em suas extremidades com um núcleo de baixo peso entre elas, afastando-as do centro geométrico da seção transversal. A figura 26 exibe um

exemplo de laminado sanduíche com núcleo de espuma estrutural e faces laminadas com tecido de fibra de carbono.

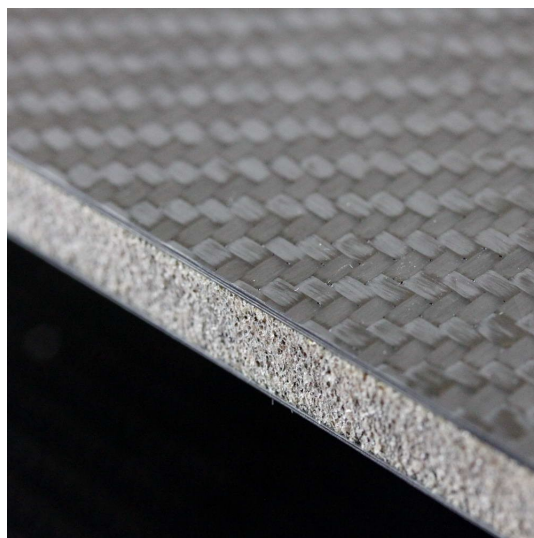


Figura 26 – Foto de um sanduíche de fibra de carbono e espuma estrutural (ROCKWEST, 2018).

Placas laminadas tem ótimas propriedades mecânicas em seus planos. Com uma alta resistência específica, placas finas podem resistir a altos esforços. Porém, em flexão, um dos fatores governantes passa a ser o segundo momento de inércia da seção transversal, altamente sensível à espessura do sólido. Placas finas possuem baixa resistência à flexão.

Uma maneira de se obter um sólido de maior espessura utilizando-se de placas finas laminadas, é inserindo um material de baixa densidade entre elas. Tal configuração define uma placa sanduíche (MENDONÇA, 2005).

Para realizar a função do núcleo, são geralmente utilizados materiais de colmeia estrutural ou espumas estruturais.

A baixa rigidez e resistência dos núcleos gera a necessidade de cuidados relativos a elementos de fixação e interfaces em geral. A utilização de insertos metálicos e reforços localizados é comum para garantir a integridade estrutural das placas sanduíche.

2.7.1 Fabricação de Placas Sanduíche

Compostos por duas faces, um núcleo e material adesivo, placas sanduíches de materiais compósitos requerem métodos de fabricação similares àqueles mencionados na seção 2.6.4. O material adesivo pode ser tanto um adesivo em forma de fita, quanto em forma líquida (MENDONÇA, 2005). No caso de espumas estruturais, a aplicação mais simples é a laminação direta de tecido de fibra impregnado com resina epóxi. Desta forma, a superfície de contato entre a face e o núcleo permite a atuação eficiente do adesivo na transmissão de esforços na interface.

2.7.2 Tensões em Placas Sanduíche

Placas sanduíche são marcadas pelo alto contraste em dimensões e propriedades mecânicas entre seus dois principais componentes: a face e o núcleo.

Uma analogia pode ser feita com vigas de geometria "I". As flanges horizontais nas extremidades resistem a esforços normais sob flexão, enquanto a estrutura vertical resiste aos esforços de cisalhamento. Com alta rigidez e pequena espessura, a face resiste primariamente aos esforços normais, garantindo a alta rigidez à flexão dos sanduíches. Devido à sua maior espessura e menor rigidez, o núcleo resiste aos esforços de cisalhamento sobre a estrutura. O núcleo atua como um espaçador entre as duas lâminas da face, aumentando assim o momento de inércia à flexão da secção transversal da peça.

Para uma viga qualquer, tem-se que a tensão normal σ_x sob flexão em um dado ponto distanciado de y do centroide da secção transversal é:

$$\sigma_x = My/I \quad (2.12)$$

No entanto, para uma secção não-homogênea, deve-se encontrar um fator EI equivalente EI_{eq} . Considera-se então uma secção de laminado sanduíche de largura b , com núcleo de espessura c e faces de espessura t , como definido na figura 27.

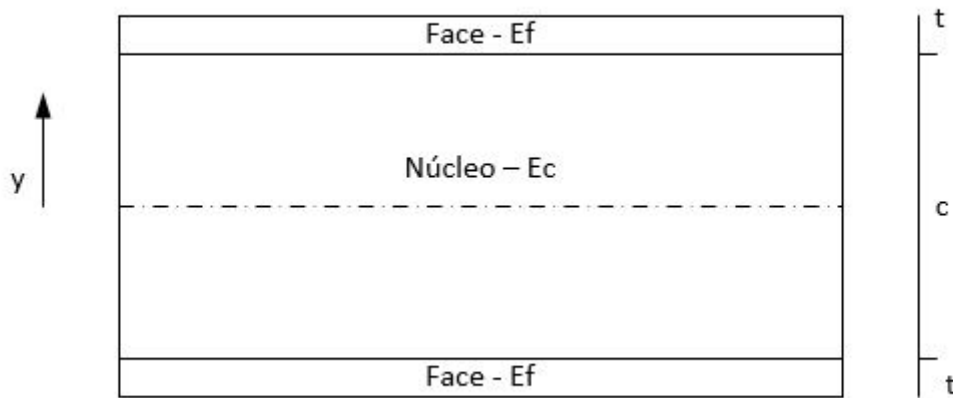


Figura 27 – Representação de laminado sanduíche simétrico.

Definindo os módulos elásticos do Núcleo como E_c e das faces como E_f , obtém-se a seguinte relação para o fator EI_{eq} da secção (GIBSON, 2015):

$$EI_{eq} = \frac{E_f b t^3}{6} + \frac{E_c b c^3}{12} + \frac{E_f b t}{2} (c + t)^2 \quad (2.13)$$

Visto que $E_c \ll E_f$ e que $t \ll c$ pode-se realizar a seguinte simplificação em 2.13:

$$EI_{eq} = \frac{E_f b t c^2}{2} \quad (2.14)$$

Pode-se então analisar as tensões na viga sanduíche. Para um dado momento fletor M , obtêm-se as seguintes relações para as tensões normais na face, σ_f , e no núcleo, σ_c (GIBSON, 2015):

$$\sigma_f = \frac{M}{b t c} \quad (2.15)$$

$$\sigma_c = \frac{M E_c}{b t c E_f} \quad (2.16)$$

Como $E_c \ll E_f$, $\sigma_c \ll \sigma_f$. As faces carregam praticamente todo esforço normal em flexão.

Já para o esforço de cisalhamento, pode-se assumir que todo ele ocorre no núcleo, visto que as faces apresentam pequena espessura e baixa rigidez à flexão por si só. Desta forma, para um esforço cortante V sobre uma dada secção transversal, têm-se (GIBSON, 2015):

$$\tau_c = \frac{V}{b c} \quad (2.17)$$

2.7.3 Modos de Falha em Placas Sanduíche

De maneira geral, placas sanduíches podem falhar de 4 modos distintos:

- 1 - Falha da face - Tensão normal na face excede a admissível;
- 2 - Enrugamento da face - Tensão normal na face em compressão gera flambagem;
- 3 - Falha do núcleo - Tensão de cisalhamento no núcleo excede a admissível;
- 4 - Falha de adesão - Ocorre delaminação da face ao núcleo.

Os quatro modos estão ilustrados na figura 28.

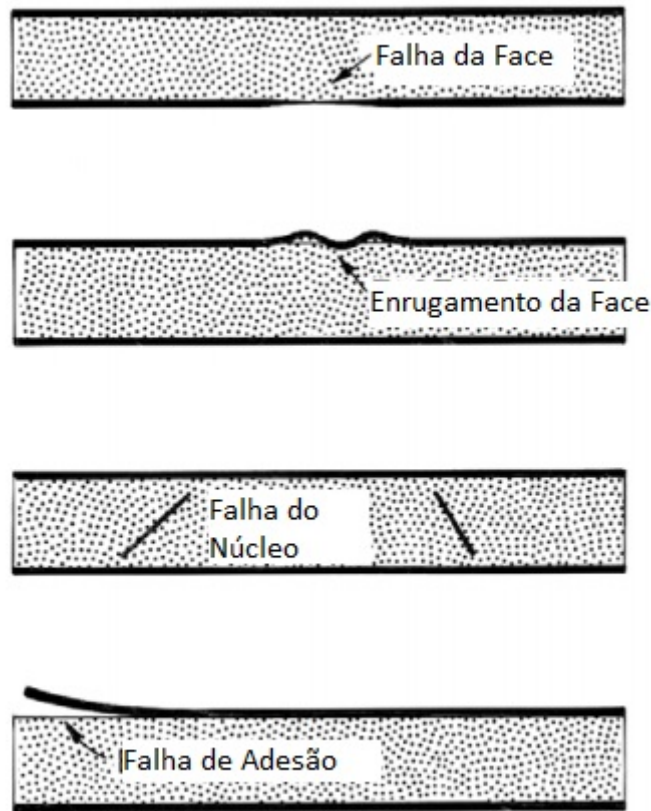


Figura 28 – Ilustração de 4 modos de falha em placa sanduíche (GIBSON, 2015).

Os modos de falha 1 e 3 podem ser previstos a partir do limite de resistência da face e do núcleo aos respectivos carregamentos.

Já o modo de falha 2 pode ser previsto pela tensão limite de flambagem na face do laminado (GIBSON, 2015):

$$\sigma_{flambagem} = 0,57E_f^{1/3}E_c^{2/3} \quad (2.18)$$

O modo de falha 4 ocorre por problemas na adesão entre a face e o núcleo, podendo vir de defeitos de fabricação ou de falhas em aplicação de projeto. Faces expostas do sanduíches sujeitas a contato mecânico podem levar à delaminação.

2.8 Análise de esforços em Suspensão tipo Duplo-A

2.8.1 Análise de Forças no Pneu

Os principais esforços aos quais uma suspensão se submete são oriundos dos pneus. A inércia da massa suspensa e os esforços do pneu estabelecem um par de ação e reação entre si, com diferentes respostas ao longo das manobras do veículo. No entanto, o pneu sempre será o delimitante dos esforços máximos em um automóvel, enquanto este não

encontrar uma barreira física ao seu movimento. Os pneus são, portanto, o ponto crítico em uma análise de esforços e rigidez para dimensionamento de componentes.

Como mencionado na seção 2.4, as forças no pneu dependem de vários fatores. Para obter-se uma previsão numérica das forças oriundas do contato com o solo, é necessária a análise experimental dos pneus em concordância com um modelo matemático para ajuste nos dados a serem coletados.

Os testes podem ser realizados em laboratórios, com um pneu rodando sobre uma espécie de esteira, a uma velocidade determinada, como visto na figura 29. Ao longo dos testes são variados os principais parâmetros a serem considerados no ajuste do modelo matemático posteriormente. São estes:

- Ângulo de Deriva;
- Razão de Escorregamento;
- Força Vertical;
- Ângulo de Cambagem;
- Pressão;
- Largura da Roda;
- Velocidade de rodagem.



Figura 29 – Foto de máquina da CALSPAN para testes em pneus de automobilismo (CALSPAN, 2018).

Uma vez em posse dos dados, é possível ajustá-los em modelos matemáticos semi-empíricos, que, ao combinar modelagens teóricas baseadas na mecânica do pneu com coeficientes ajustados aos dados gerados, descrevem as forças no pneu para cada condição dada dos parâmetros analisados no teste (PACEJKA, 2012).

Os Modelos do Pacejka, também denominados de "Fórmulas Mágicas", utilizam funções trigonométricas fatoradas por diversos coeficientes para formar a curva característica de cada modo de resposta do pneu. Um exemplo de curva característica de força lateral e de momento auto-alinhante por ângulo de deriva pode ser visto na figura 30.

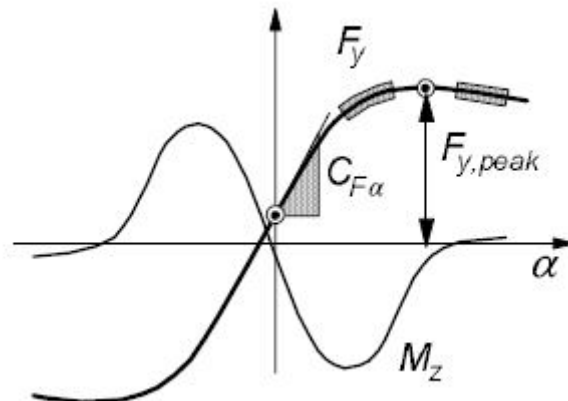


Figura 30 – Curva genérica de força lateral (F_y) e momento em torno do eixo vertical (M_z) em um pneu (PACEJKA, 2012).

As "Fórmulas Mágicas" seguem a seguinte estrutura:

$$y(x) = D \sin\{C \arctan[Bx - E(Bx - \arctan Bx)]\} \quad (2.19)$$

O termo $y(x)$ é a grandeza que deseja-se modelar. Em geral são modeladas a força lateral, longitudinal e o momento auto-alinhante nos pneus. Os termos B , C , D e E são características básicas do pneu, relativas ao caso modelado.

- B : Fator de rigidez (sensibilidade à variação da abcissa);
- C : Fator de forma;
- D : Fator de pico: (coeficiente de fricção do pneu em dada condição);
- E : Fator de curvatura.

A forma como cada um dos 5 termos é composto varia de acordo com a versão do modelo utilizado. Existem variantes mais básicas, que levam poucas variáveis em conta na modelagem, requerem testes menos complexos e menor poder computacional. Entretanto, com os modelos mais básicos, não é possível a otimização do comportamento do veículo a partir da variável em questão. Nestes modelos, os 5 termos são modelados por algumas dezenas de coeficientes em suas respectivas sub-equações.

Existem modelos mais avançados utilizados na indústria que chegam a contar com mais de 200 coeficientes. Estes passam a ter mais valor para análise detalhada de sistemas complexos levando em conta mais condições de operação, como temperatura em diferentes faixas do pneu, pressão e velocidade. A figura 31 exibe um teste mais complexo, onde a temperatura em diferentes faixas do pneu é medida e registrada para futura modelagem por modelos matemáticos complexos.

Uma vez em posse dos dados, o ajuste necessita ser feito de forma computacional, lançando mão de tratamento de dados e ferramentas avançadas de ajuste.

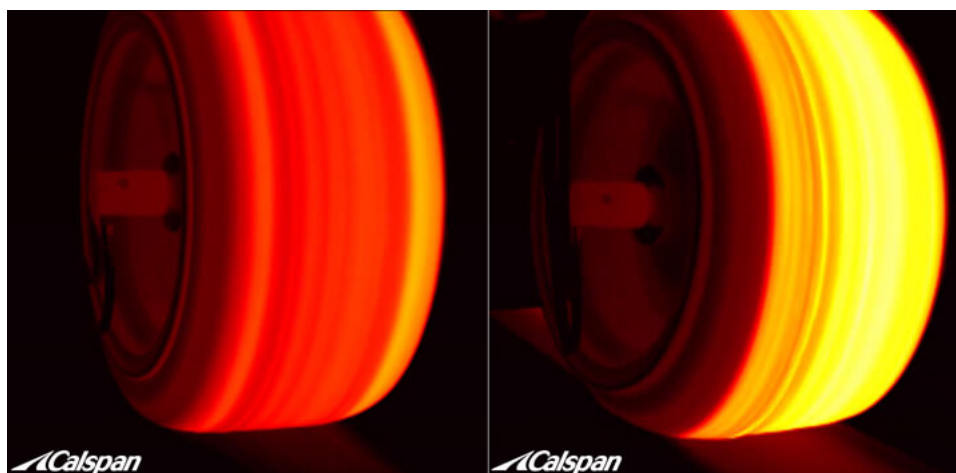


Figura 31 – Imagem utilizada para análise térmica de pneus durante testes de bancada (CALSPAN, 2018).

2.8.2 Determinação da Força Vertical nos Pneus

Um dos principais parâmetros a serem fornecidos para se obter as forças e momentos advindos do contato com o pneu com o solo, é a força vertical que neste incide. Para o dimensionamento de componentes da suspensão, é imprescindível determinar o conjunto de forças verticais que atuam nos pneus em condições de curva, frenagem e acelerações máximas e combinadas.

Forças verticais são determinadas a partir do efeito das acelerações presentes no veículo, sua distribuição de contatos com o solo, sua massa e a posição do centro de massa.

A figura 32 ilustra a distribuição de massa estática e suas coordenadas em um veículo de 4 rodas a partir do plano horizontal.

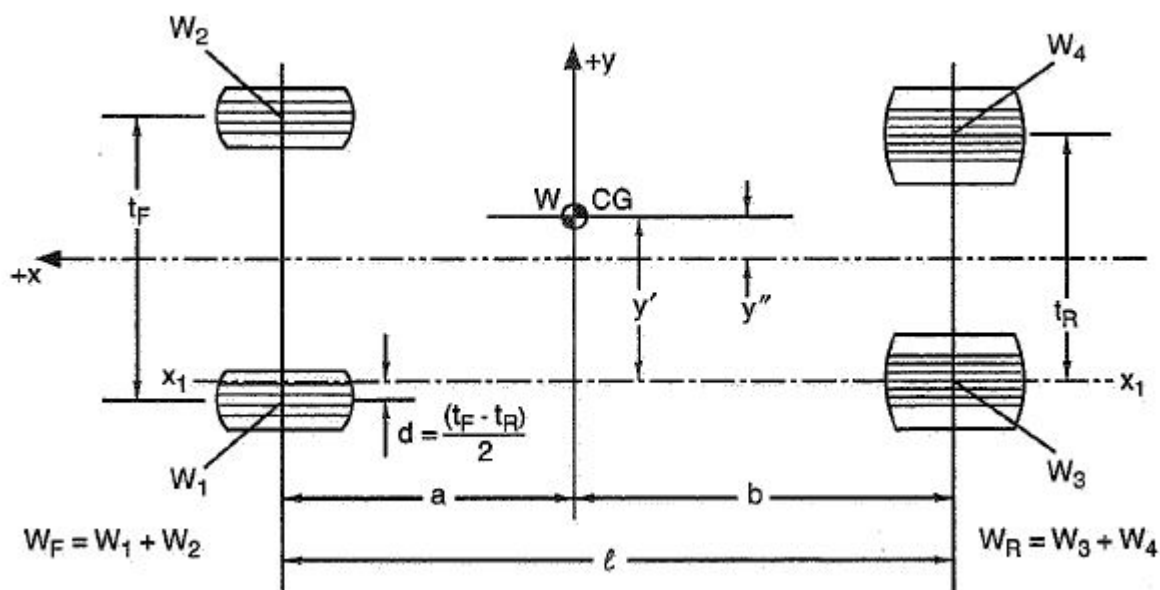


Figura 32 – Ilustração de configuração do centro de gravidade do carro em plano horizontal. (MILLIKEN, 1954)

Na figura 32, a , b e l representam, respectivamente, a distância do centro de massa até o eixo dianteiro, a distância do centro de massa até o eixo traseiro e a distância entre eixos. t_F e t_R representam a bitola dianteira e traseira. W_1 , W_2 , W_3 e W_4 representam os pesos medidos em cada roda, onde W_F e W_R são as somas dos pesos medidos nos eixos dianteiro e traseiro. Y' e Y'' são as coordenadas do centro de massa no eixo perpendicular ao eixo central do carro, como descritas na figura. W representa o peso total do carro.

Desta forma, em repouso sobre uma superfície plana, obtém-se as seguintes relações:

$$W_F = W \frac{b}{l} \quad (2.20)$$

$$W_R = W \frac{a}{l} \quad (2.21)$$

Uma análise análoga pode ser feita utilizando-se o conceito de massa suspensa W_S e massa não suspensa W_U , discriminando-se então o efeito de cada componente no cálculo dos pesos nas rodas, como mostrado na figura 33.

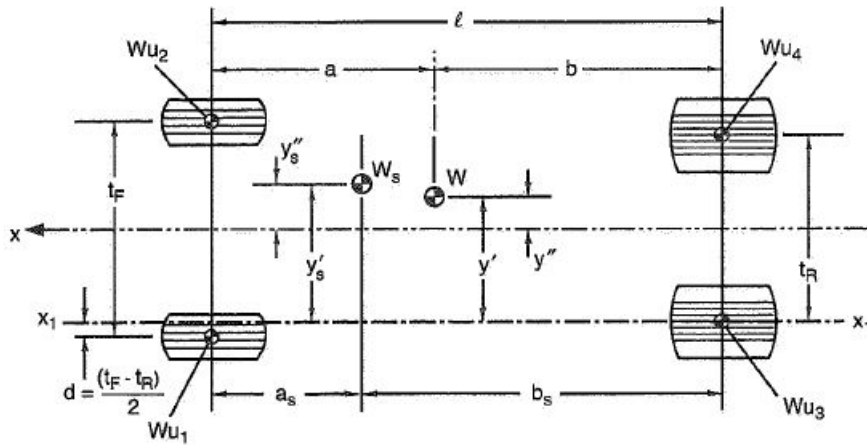


Figura 33 – Ilustração de configuração do centro de gravidade do carro em plano horizontal, discriminando massa suspensa e não suspensa. (MILLIKEN, 1954)

Pode-se então definir as alturas h dos centros de massa, a partir de uma vista do plano vertical, como indicado na figura 34:

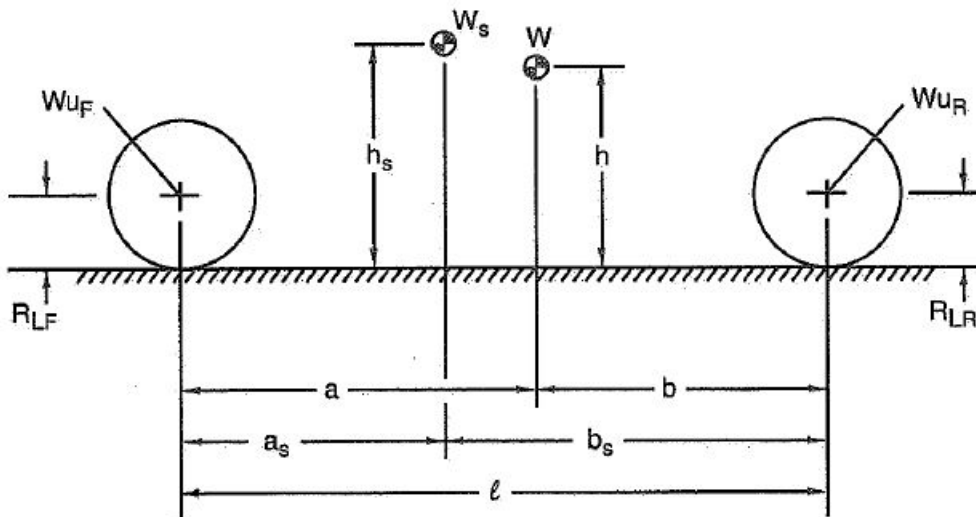


Figura 34 – Ilustração de configuração do centro de gravidade do carro em plano horizontal, discriminando massa suspensa e não suspensa. (MILLIKEN, 1954)

Pode-se então analisar a transferência de peso entre as rodas da suspensão quando o veículo estiver sujeito a uma aceleração lateral. A aceleração observada no carro consiste em uma aceleração centrífuga no centro de massa, que origina de forças laterais gerada nos pneus. Se o carro for resumido a duas rodas, como exibido na figura 35, assumindo um centro de massa central e o caso de aceleração (A_y) em uma curva para a direita, o peso resultante na roda esquerda (W_L) pode ser definido por:

$$W_L = \left(\frac{W}{2}\right) + \frac{W A_y h}{t} \quad (2.22)$$

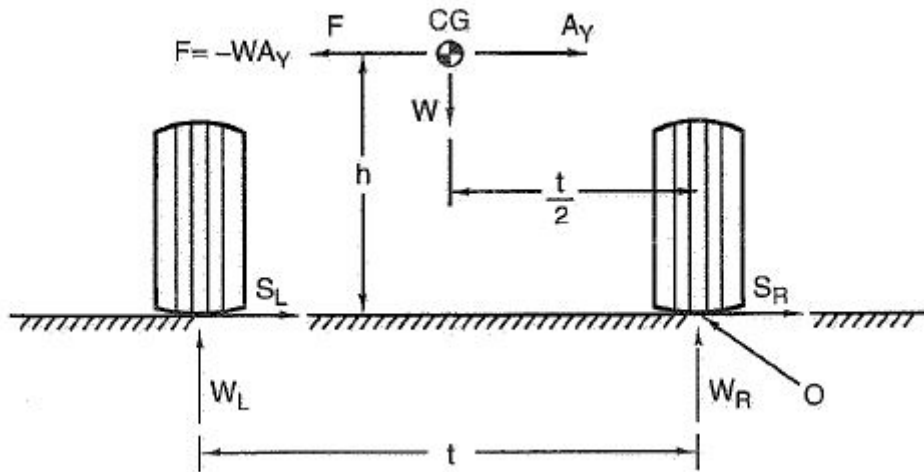


Figura 35 – Ilustração de situação de transferência de peso para carro com duas rodas (MILLIKEN, 1954).

Para um carro com eixos traseiro e dianteiro, novos fatores devem ser considerados.

Ao realizar uma curva, a reação da massa suspensa à aceleração centrífuga no veículo pode ser dividida em duas partes: a reação elástica e a reação geométrica.

A reação geométrica se dá pelo apoio da massa suspensa sobre as rodas. O próprio ângulo dos braços de suspensão definem uma reação com componentes verticais, o que faz com que, ao serem "empurrados" contra a roda, apresentem uma resistência ao movimento pelas suas características geométricas. Este fenômeno pode ser caracterizado pelo parâmetro da altura do centro de rolagem de cada eixo da suspensão. O centro de rolagem é um ponto sobre o qual o carro "rola", quando sujeito a uma aceleração lateral. Supondo uma força lateral aplicada na altura do centro de rolagem, o carro não apresentaria nenhum movimento de rolagem quando sujeito à mesma. Geometricamente, este se define como a intersecção entre os centros de giro (definidos na figura 36 como IC) de cada roda. Para o caso de uma suspensão simétrica, é a intersecção do eixo de giro de uma roda com o eixo central do carro, como mostra a figura 36.

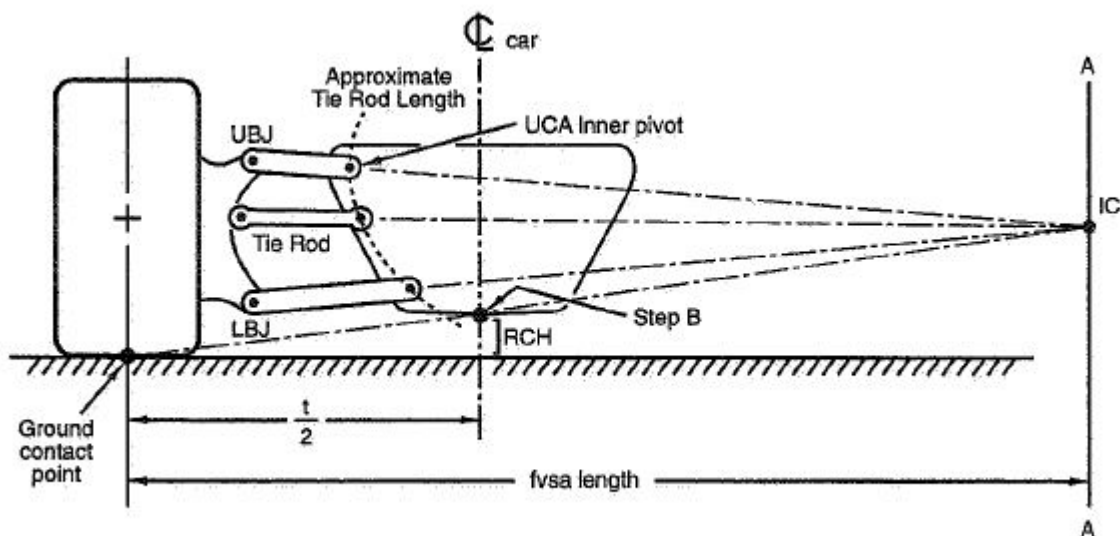


Figura 36 – Ilustração da determinação geométrica da altura do centro de rolagem (RCH) (MILLIKEN, 1954).

Uma vez definido o centro de rolagem de um eixo, pode-se definir o eixo de rolagem de um veículo, como a intersecção entre os dois centros de rolagem dos eixos dianteiro e traseiro, como mostra a figura 37.

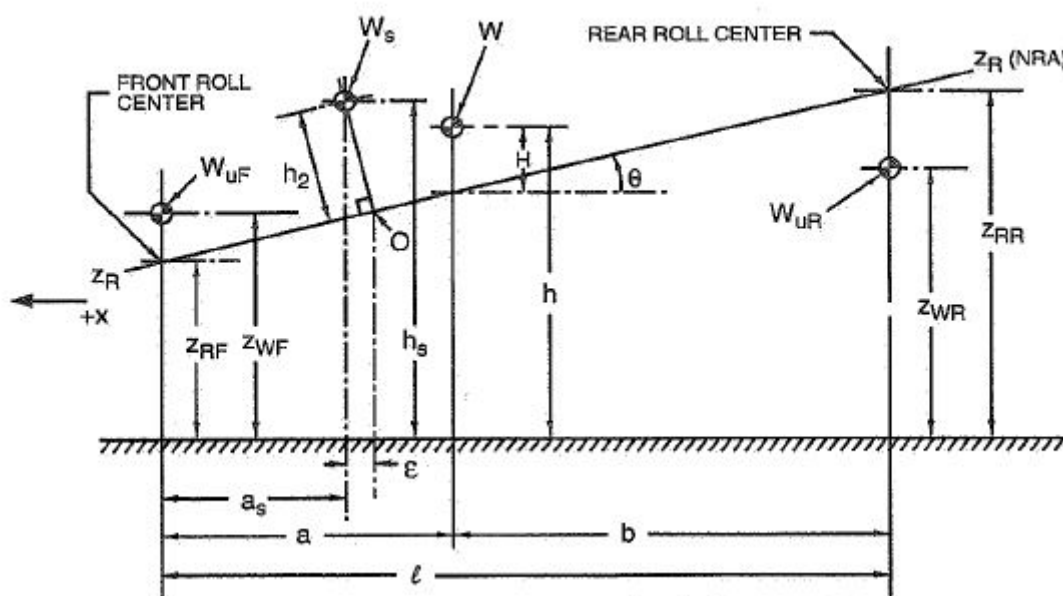


Figura 37 – Ilustração do eixo de rolagem (MILLIKEN, 1954).

É importante notar a altura h_2 neste contexto, que representa o braço de momento que a massa não suspensa tem sobre o seu eixo de rolagem, representando assim o momento efetivo que esta realizará para que o carro role.

Pode-se então formular as 3 formas de transferência de peso para um eixo (no caso, o dianteiro). Para a massa não suspensa, tem-se:

$$\Delta W_{uF} = A_Y \frac{W_{uF}}{t_F} z_{WF} \quad (2.23)$$

onde z_{WF} representa a altura da massa não suspensa do eixo dianteiro.

Para a porção geométrica da massa suspensa:

$$\Delta W_{sFg} = A_Y \frac{W_S l - a_s}{t_F l} z_{RF} \quad (2.24)$$

Já para a porção elástica, tem-se:

$$\Delta W_{sFel} = A_Y \frac{W_S h_2}{t_F} \frac{K_F}{K_F + K_R} \quad (2.25)$$

Onde K_F e K_R são, respectivamente, os valores de rigidez à rolagem (dimensão dada em momento por deslocamento angular) dos eixos dianteiro e traseiro.

Logo, a transferência de peso se dá pela soma de suas 3 componentes ([MILLIKEN, 1954](#)):

$$\Delta W_F = \Delta W_{sFel} + \Delta W_{sFg} + \Delta W_{uF} \quad (2.26)$$

De forma mais extensa, pode-se escrever:

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = \frac{W_S}{t_F} \left(\frac{h_2 K_F}{K_F + K_R} + \frac{l - a_s}{l} z_{RF} \right) + \frac{W_{uF}}{t_F} z_{WF} \quad (2.27)$$

Já para o eixo traseiro, pode-se converter os termos de maneira análoga:

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = \frac{W_S}{t_R} \left(\frac{h_2 K_R}{K_F + K_R} + \frac{a_s}{l} z_{RR} \right) + \frac{W_{uR}}{t_R} z_{WR} \quad (2.28)$$

Os valores de rigidez à rolagem K_F e K_R podem ser definidos a partir de uma constante elástica equivalente da roda em força por deslocamento vertical (K_{Roda}), onde, para um dado eixo, dianteiro ou traseiro, a rigidez se dá por:

$$K = \frac{K_{Roda} t^2}{2} \quad (2.29)$$

Dessa maneira, pode-se então adicionar ou subtrair a diferença de peso em cada roda, sobre o peso estático das mesmas e assim encontrar o peso em um dado estado de aceleração para cada uma das rodas.

Para o efeito da aceleração longitudinal, os cálculos são mais simples, uma vez que é razoável assumir a simetria do carro ao longo do seu eixo longitudinal.

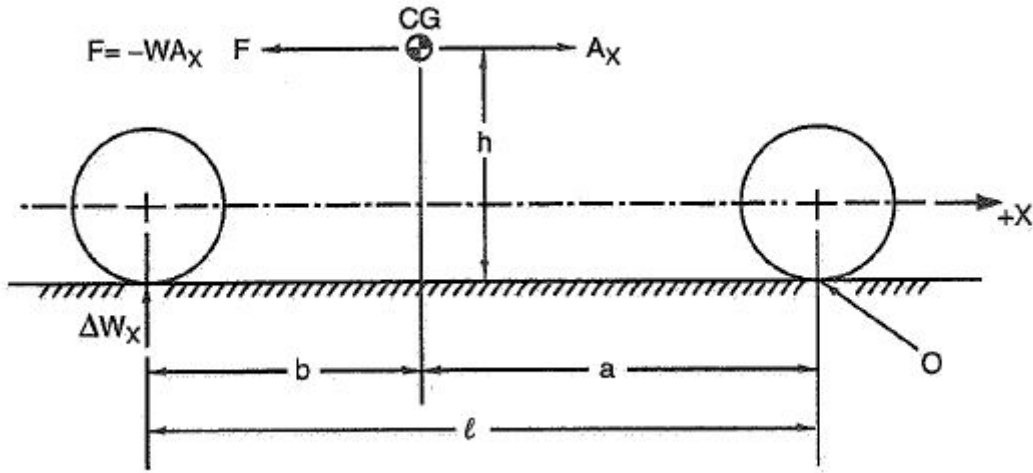


Figura 38 – Ilustração do perfil do carro em aceleração longitudinal (MILLIKEN, 1954).

Portanto, equilibrando os momentos de uma aceleração A_x no CG, como visto na figura 38, obtém-se a seguinte fórmula para o incremento de peso sentido nas rodas, ΔW_x :

$$\Delta W_x = \frac{h}{l} W A_x \quad (2.30)$$

De maneira geral, pode-se resumir as componentes de cálculo de carga vertical nas rodas nos seguintes termos:

- Carga Estática (no eixo dianteiro):

$$W_F = W \frac{b}{l} \quad (2.31)$$

- Transferência de carga lateral não suspensa (no eixo dianteiro):

$$\Delta W_{uF} = A_Y \frac{W_{uF}}{t_F} z_{WF} \quad (2.32)$$

- Transferência de carga lateral suspensa geométrica (no eixo dianteiro):

$$\Delta W_{sFg} = A_Y \frac{W_S}{t_F} \frac{l - a_s}{l} z_{RF} \quad (2.33)$$

- Transferência de carga lateral suspensa elástica (no eixo dianteiro):

$$\Delta W_{sFel} = A_Y \frac{W_S h_2}{t_F} \frac{K_F}{K_F + K_R} \quad (2.34)$$

- Transferência de carga longitudinal:

$$\Delta W_x = \frac{h}{l} W A_x \quad (2.35)$$

Para fins de exemplo, um veículo realizando uma curva para a direita com uma aceleração lateral A_Y e freando com uma aceleração longitudinal A_X , terá em sua roda dianteira esquerda a seguinte carga:

$$W_{DE} = W_F/2 + \Delta W_{uF} + \Delta W_{sFg} + \Delta W_{sFel} + \Delta W_x/2 \quad (2.36)$$

2.8.3 Simulação Numérica de Tempo de Volta

Para definir os casos de carregamento presentes na suspensão de um veículo durante um dado percurso, são necessários cálculos envolvendo o percurso em questão.

Uma simulação de tempo de volta envolve o cálculo de variáveis de desempenho de um veículo ao longo de um trajeto. A integração dessas variáveis ao longo do percurso resulta em um tempo de volta, que pode ser analisado para fins de otimização de parâmetros do veículo.

Os parâmetros de pista são computados a partir de trechos de reta com um comprimento definido e trechos de curva com curvaturas constantes e comprimentos definidos, em sequência.

O modelo de pista utilizado é uma representação simplificada do circuito encontrado na prova mais exigente da competição: o *Autocross*.

As condições de pilotagem são assumidas como as condições limítrofes de operação do veículo, sempre com um fator limitante como fronteira, podendo este ser o coeficiente de fricção dos pneus, a potência do motor ou a potência de frenagem (BRASIL, 2018).

Assume-se que o veículo percorre todas as curvas com velocidade constante, exercendo a aceleração lateral máxima possível para a curvatura em questão. Assim, nas retas entre cada curva, é simulada a aceleração e frenagem do veículo nos limites físicos do mesmo. Desta forma, cria-se um perfil de velocidades e acelerações entre cada trecho da pista a partir de cálculos iterativos envolvendo diversas variáveis do veículo.

Desta forma, todas as variáveis envolvidas na dinâmica veicular utilizadas na simulação numérica podem ser extraídas em função da distância percorrida ou de outras variáveis.

Um exemplo pode ser visto na figura 39, onde a velocidade é exibida em função da distância percorrida.

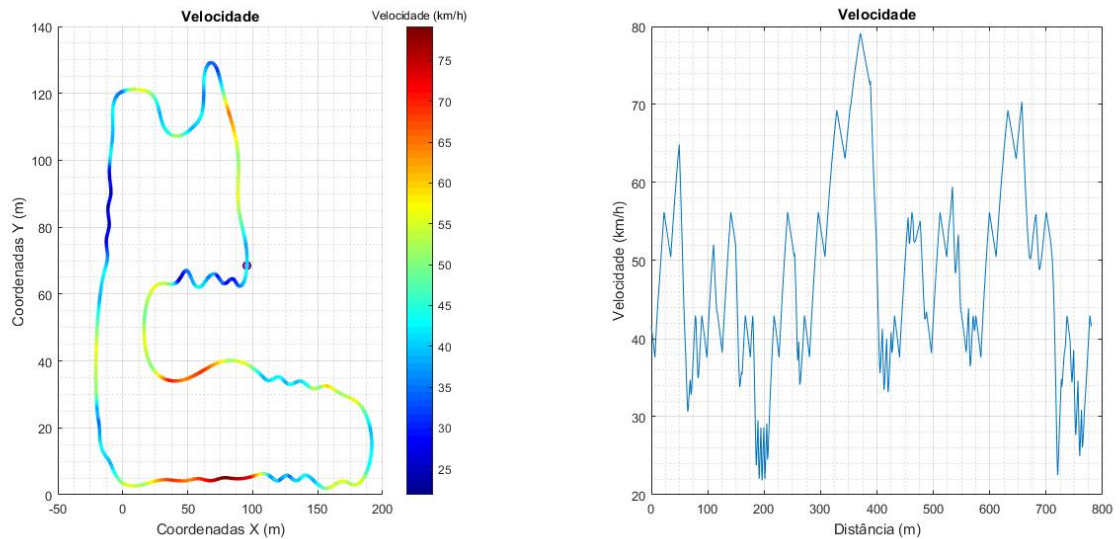


Figura 39 – Gráficos de velocidade ao longo do percurso (BRASIL, 2018).

O caso de aplicação em questão utiliza dados de forças verticais nas rodas do veículo ao longo do trajeto. Este é exibido na figura 40, como resultado direto da simulação numérica. Valores de pico podem ser adotados como casos de carga crítica para as rodas dianteira e traseira.

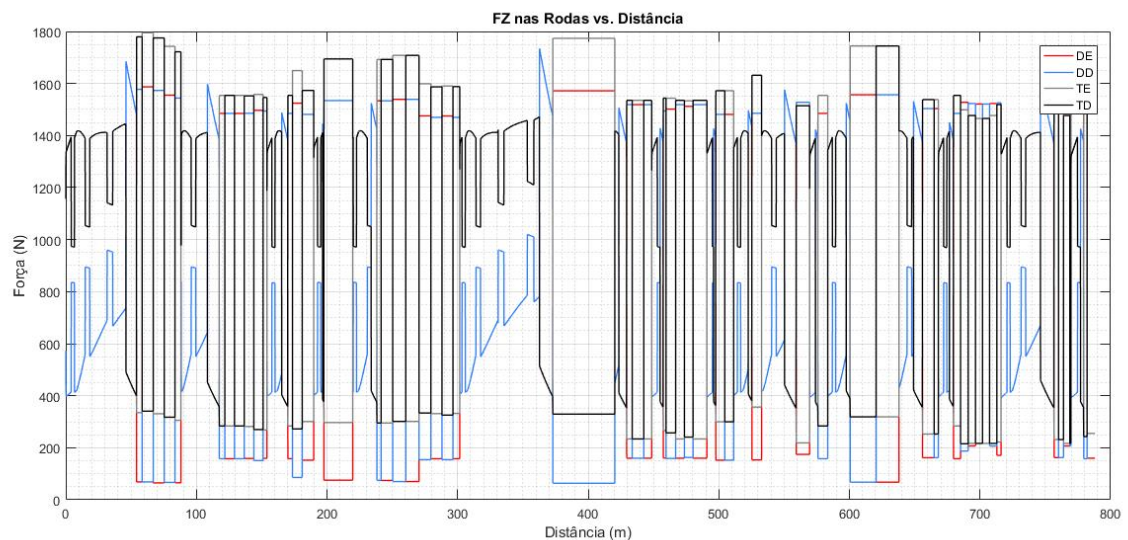


Figura 40 – Gráficos de forças verticais nas rodas ao longo do percurso (BRASIL, 2018).

2.8.4 Análise da Torção gerada por Resistência à Rolagem de Rolamentos de Esferas

Devido à interface crítica existente no projeto conceitual entre o casulo dos rolamentos e o corpo do manga de eixo, faz-se necessária a análise do momento torsor gerado pelo atrito de rolagem dos rolamentos em uso no projeto.

De maneira geral, o momento tissor gerado por rolamentos se dá pela seguinte relação (SKF, 2013):

$$M = 0,5\mu Pd \quad (2.37)$$

onde M é o momento friccional, μ o coeficiente de fricção, P a carga equivalente nominal e d o diâmetro externo do rolamento.

Para rolamentos de esferas, $\mu = 0,0015$ (SKF, 2013).

2.9 Análise de Esforços por meio do Método de Elementos Finitos

Utilizado amplamente na indústria, o método de elementos finitos (MEF), é uma ferramenta utilizada para analisar esforços em corpos de geometria complexa. Lançando mão de métodos numéricos em espaços discretizados em nós a partir de uma divisão denominada de malha, o método resolve equações elásticas governantes entre cada nó de sua malha. A solução conjunta do sistema de equações de deslocamentos, dados os esforços considerados, resulta na análise do sólido ou casca (BOSCH, 2004).

O sistema integra a utilização de métodos paramétricos de projeto em computador (CAD-*Computer Aided Design*), programas para a criação de malha e para a análise subsequente dos esforços.

A análise, associada à variação de parâmetros consiste em um processo de otimização, amplamente utilizado em dimensionamentos estruturais de alto desempenho.

O modelo geométrico pode ser dividido em elementos de superfície ou em elementos volumétricos. A escolha do tipo de elemento varia de acordo com a aplicação, razão de aspecto do objeto analisado e natureza dos esforços incidentes.

Os elementos de superfície dividem-se em triangulares e retangulares. Já os volumétricos dividem-se em tetraédricos, pentaédricos e hexaédricos. Os elementos podem ser modelados em ordem linear ou quadrática, variando assim o nível de detalhe na representação de deslocamentos não lineares. Para fins de solução numérica, um elemento de ordem quadrática apresenta mais nós do que um elemento de ordem linear. Uma representação dos diferentes tipos de geometria e ordem dos elementos pode ser vista na figura 41.

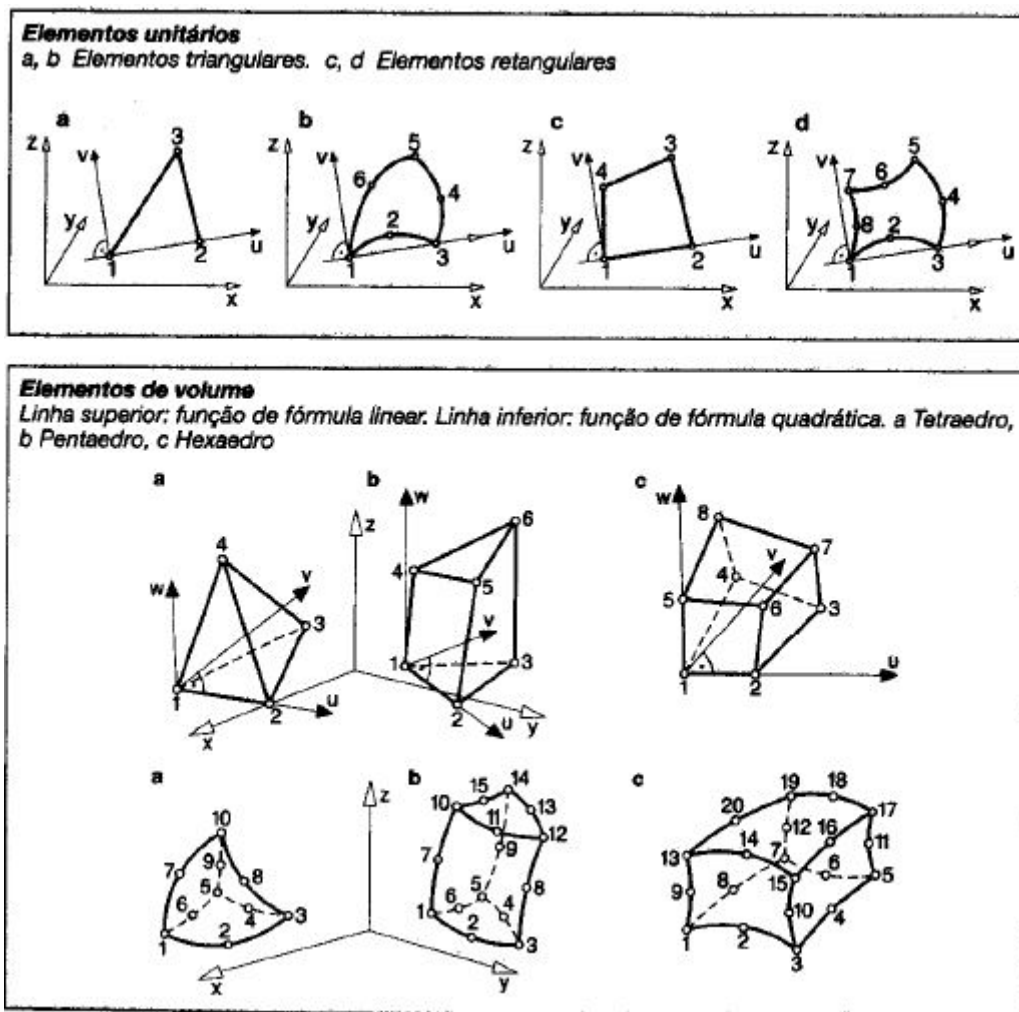


Figura 41 – Ilustração de diferentes tipos de elementos utilizados em malhas de MEF (BOSCH, 2004).

A performance computacional durante a solução de simulações pelo MEF varia de acordo com a complexidade do modelo. A simplificação do modelo geométrico e consequentemente da malha resulta em soluções com menor custo computacional. No entanto, simplificações excessivas podem comprometer a aderência dos resultados ao modelo real.

O custo computacional é um fator governante quando se trata de análises pelo MEF. O tempo de solução pode aumentar drasticamente, a depender da natureza da análise. A redução do custo computacional é especialmente importante quando a capacidade de processamento disponível é limitada.

Quando uma solução converge, o aumento do número de elementos na malha resulta na maior precisão da análise. Porém, podem ocorrer falhas no sistema de solução, identificadas pela não convergência do resultado quando resolvido com um número crescente de elementos. Portanto, é necessário resolver o sistema com elementos progressivamente menores e verificar se a diferença entre os resultados obtidos diminui entre as etapas. Tal fenômeno configura a convergência da simulação, indicando assim um resultado válido dentro da configuração proposta no modelo de simulação.

2.9.1 Singularidades de Tensão em Análises pelo Método dos Elementos Finitos

Ao se modelar um sólido para análise, é importante simplificá-lo o tanto quanto possível. A simplicidade da disposição dos elementos da malha é essencial para a obtenção de resultados válidos com o menor custo computacional possível. No entanto, é comum encontrar pontos onde a tensão calculada se eleva em um pico, cercado por intensos gradientes, junto a uma aresta com raio de concordância nulo. Na prática, não existem cantos com concordância de raio zero. Toda aresta tem faces que variam de maneira contínua, de uma superfície à outra. Porém, para fins de simplificação de modelo, cantos vivos são comuns em simulações, conforme a natureza do estudo em questão.

A existência de picos de tensão nestas arestas vem de uma singularidade causada na solução numérica do modelo. Na prática, arestas com pequenos raios falham localmente, de acordo com o material em questão. Esta falha, a depender da finalidade da análise, pode ser desprezada, uma vez que as tensões nos arredores do ponto de singularidade são significativamente menores do que no ponto em si.

O progressivo refino da malha nestes pontos leva a tensão ao infinito, o que torna a análise inconclusiva, se o ponto for levado em consideração. Por isso, pontos de singularidade com elevados picos de tensão junto a arestas vivas podem ser desprezados, guardadas devidas considerações a respeito de propagação de trincas em materiais submetidos a tensões cíclicas, por exemplo ([SONNERLIND, 2015](#)).

3 Projeto Conceitual

3.1 Métodos de Análise

O projeto foi dividido em conceitual, intermediário e detalhado:

3.1.1 Projeto Conceitual

Primeiramente, com base nos requisitos de projeto, contexto da equipe e da competição, foram elencados diversos conceitos que possam atender aos mesmos. As possibilidades levantadas foram comparadas entre si. O conceito mais vantajoso dentre os parâmetros considerados foi então escolhido para análise posterior.

Com o conceito básico definido, foram analisados os principais aspectos construtivos com relação à manufacturabilidade, capacidade de resistir aos esforços incidentes e de montagem no conjunto. Para cada problema encontrado, foi selecionada uma solução. Diferentes soluções foram comparadas, afim de se selecionar a mais adequada ao problema.

Também foi definido um fator de segurança governante e um alvo de massa a ser atingido pelo projeto.

Com o conceito principal, soluções e conceito de fabricação definidos, o projeto conceitual estará concluído.

3.1.2 Projeto Intermediário

Primeiramente, foram definidas as coordenadas das interfaces da manga com a suspensão do veículo.

Em posse dessa geometria definida, foi feita a análise de esforços nestes pontos de interface, a partir de um diagrama de corpo livre do sistema. Foram selecionados os grupos de esforços críticos em condições limite da operação do sistema.

No campo do material compósito, foi feita a caracterização do material utilizado, com base em literatura técnica disponível.

A peça, com suas definições geométricas dos pontos de interface e seu conceito,

foi modelada em CAD de maneira paramétrica, para permitir a fácil alteração de sua geometria em grandezas relevantes ao dimensionamento.

Foi feita então a modelagem da peça no software de elementos finitos, ANSYS, da empresa ESSI. Uma vez modelada, a peça pôde ser simulada. A partir da simulação, foi aferido o fator de segurança da peça, podendo esta então ser alterada para atender o fator de segurança definido sem apresentar sobre dimensionamento. O alvo de massa também foi aferido ao longo das iterações, de forma que, quando atingido, a peça possa ser considerada satisfatória.

Eventuais suportes acessórios também foram dimensionados nessa fase.

3.1.3 Projeto de Detalhamento

Nesta etapa, foram definidas as tolerâncias necessárias para a fabricação das peças, em especial as peças usinadas acessórias. As tolerâncias foram dimensionadas também de maneira a atender os critérios de fixação das colas presentes, dos rolamentos e os critérios de encaixe de maneira geral dos elementos de fixação presentes.

Foi feito também o projeto de eventuais acessórios à fabricação e montagem de componentes, como gabaritos, auxílios de furação, entre outros.

Foram então confeccionados os desenhos de fabricação de todos os componentes, assim como a lista de peças e materiais. O processo de fabricação foi descrito em maiores detalhes.

3.2 Considerações iniciais de Projeto

Para abordar inicialmente a concepção de um projeto, é necessário estabelecer as suas características principais. O dimensionamento detalhado a partir de análises técnicas só pode ocorrer uma vez que as principais variáveis do projeto estejam definidas.

A elaboração do conceito apresenta a maior sensibilidade no resultado final, por interferir no maior número de características físicas do projeto. Portanto, é necessário dar a devida atenção ao desenvolvimento conceitual, levando em consideração o atendimento à funcionalidade esperada, sua viabilidade de manufatura, econômica e temporal no contexto ao qual está inserido.

Foram levantadas as seguintes premissas em acordo com a equipe:

- Tempo para projeto, fabricação e testes de 1 ano.
- Caso os testes do protótipo da manga sejam bem sucedidos, esta será implementada no veículo do ano seguinte.

- O protótipo será testado no veículo do ano de 2018, com geometria de suspensão e massas já definidas. Trata-se de um veículo de segundo ano.
- Devido ao alto custo de usinagem e materiais, o projeto do cubo de roda para o protótipo deverá permanecer o mesmo.
- Alterações na geometria de suspensão devem ser minimizadas, de maneira a não comprometer a estrutura e dinâmica atual do veículo.

3.3 Restrições Geométricas

Tendo em vista a utilização do projeto para testes no veículo existente da equipe, é necessário atentar-se às definições geométricas do projeto de suspensão do ano de 2018. Uma vez que o cubo de roda permanecerá inalterado, pode-se tomar o centro da face externa do rolamento externo do cubo como referência espacial. Já para os pontos de suspensão, as referências adotadas são os centros das rótulas de suspensão, localizados entre os respectivos furos para os parafusos passantes da suspensão na manga.

Levando-se isso em conta, foram obtidas as dimensões exibidas nas figuras 42 e 43.

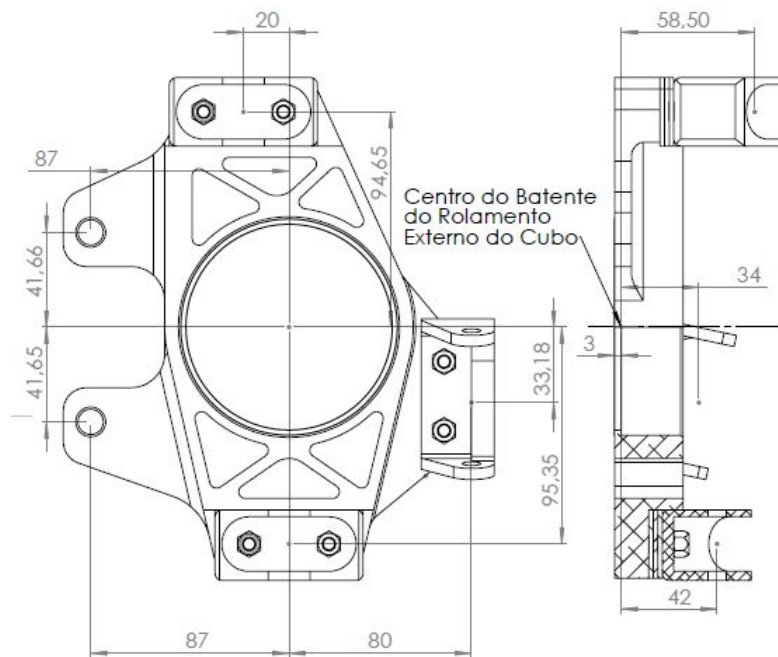


Figura 42 – Dimensões existentes da suspensão dianteira do projeto 2018.

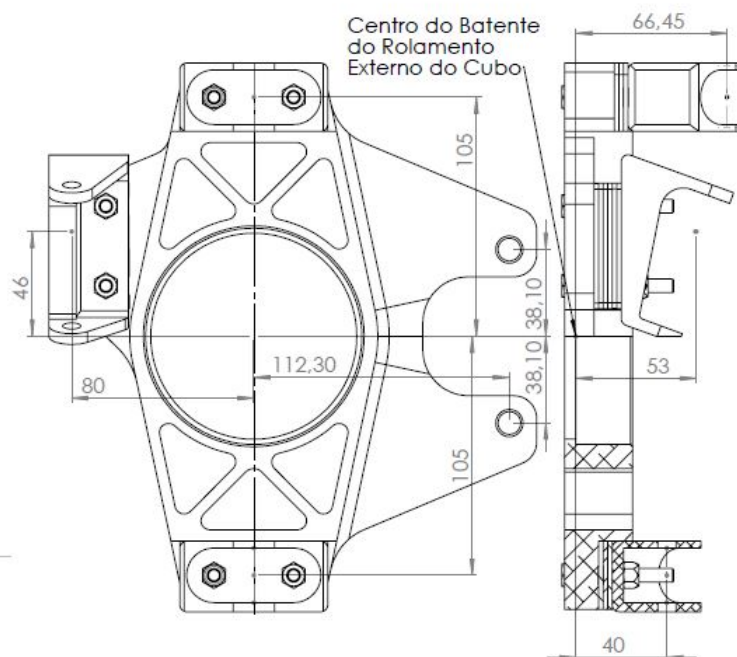


Figura 43 – Dimensões existentes da suspensão traseira do projeto 2018.

3.4 Definição geral do Conceito de Material e Fabricação

Em uma peça com geometria complexa e tolerâncias apertadas, como é o caso da manga de eixo, a fabricação apresenta-se como um fator crítico na tomada de decisão, em especial no caso apresentado, por tratar-se de um projeto com orçamento reduzido. A busca por um material e um método de fabricação barato, fácil, simples, rígido e preciso é a chave para a realização de um sistema bem sucedido. Entretanto, entre diferentes qualidades existem sempre compromissos a serem tomados. Antes da tomada de decisão propriamente dita, foi feita uma breve descrição dos conceitos levados em consideração, a partir de ideias de diversas equipes na comunidade de automobilismo universitário.

3.4.1 Manga de Eixo montada em Chapas de Aço soldadas

Uma das maneiras mais baratas de se construir uma manga de eixo é utilizando chapas de aço dobradas em torno de um mancal simples de aço para os rolamentos. O conceito, ilustrado na figura 44, utiliza materiais de fácil aquisição e baixo custo, como é o caso das chapas e tarugos de aço.

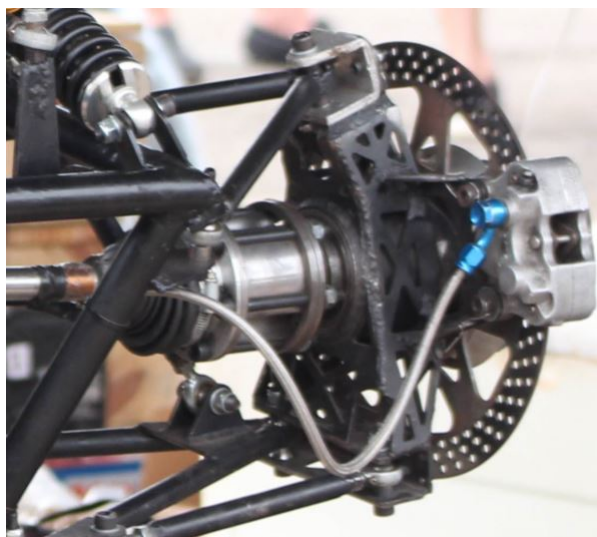


Figura 44 – Foto de manga de eixo utilizada pela equipe da UFMG em 2015 (APUAMA, 2017).

As vantagens do modelo são:

- Maior Rigidez;
- Menor uso de material;
- Material de baixo custo;
- Fabricação de baixo custo.

Já as suas desvantagens:

- Maior massa;
- Menor precisão geométrica;
- Menor confiabilidade (processo de fabricação artesanal);
- Complexo processo de soldagem.

O projeto executado pela equipe da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, UFRGS, possui a massa de 1230 g.

3.4.2 Manga de Eixo usinada em Alumínio com Suportes modulares

Com o intuito de minimizar a utilização de material e maximizar a ajustabilidade da geometria, o conceito, exibido na figura 45, foi aplicado pela própria equipe Apuama Racing no ano de 2015. A estrutura principal de alumínio abriga os rolamentos do cubo de roda e a pinça de freio diretamente. Os demais contatos com a suspensão são feitos de

forma indireta, por meio de suportes separados, estes aparafusados à estrutura primária. O fato destes estarem indiretamente conectados à estrutura de alumínio permite a regulagem de parâmetros geométricos da suspensão por meio da inserção de espaçadores entre os suportes e a base.

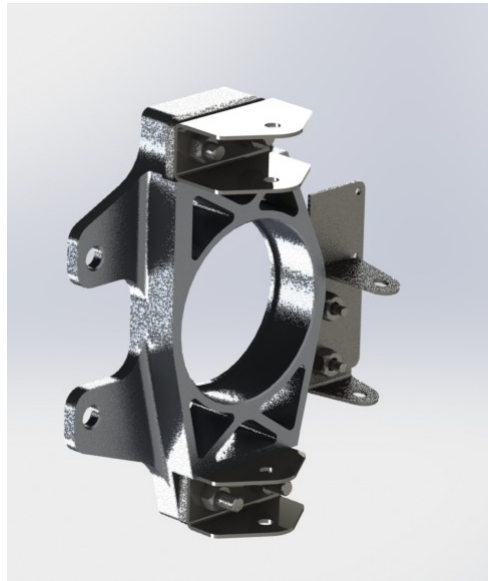


Figura 45 – Ilustração da manga de eixo usinada em alumínio com suportes modulares do protótipo AF15 (APUAMA, 2017).

As vantagens do modelo são:

- Maior ajustabilidade geométrica;
- Menor uso de material;
- Geometria simples para usinagem.

Já as suas desvantagens:

- Maior número de peças envolvidas;
- Maior massa;
- Menor rigidez;
- Utilização de material caro (Alumínio de liga);
- Usinagem cara.

O projeto, quando aplicado pela equipe Apuama Racing em 2015, tinha a massa de 1232 g.

3.4.3 Manga de Eixo usinada em Alumínio com Ajuste único de Cambagem

Uma maneira mais simples de conceber uma manga de eixo é minimizar o número de partes constituintes da mesma, se restringindo ao ajuste de cambagem, que é essencial para a regulagem básica do veículo. Desta forma, é possível alcançar maior rigidez e menor massa utilizando-se de interfaces de contato diretamente no corpo principal da manga, como observado na figura 46.

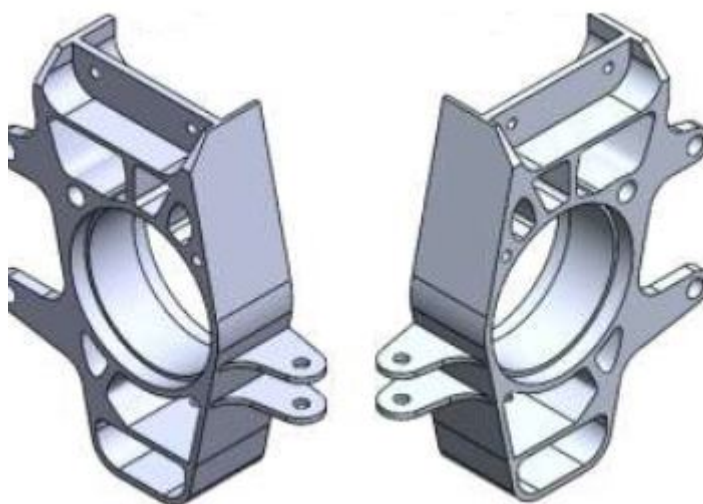


Figura 46 – Ilustração da manga de eixo usinada em alumínio com suporte único de cambagem (DINIZ, 2017).

As vantagens do modelo são:

- Menor massa;
- Maior rigidez;
- Menor número de peças;
- Maior precisão dimensional.

Já as suas desvantagens:

- Menor grau de regulagem;
- Maior uso de material, alto desperdício na usinagem.;
- Utilização de material caro (liga de Alumínio);
- Usinagem cara.

O projeto concebido pela equipe da Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, assumiu a massa de 1070 g.

3.4.4 Manga de Eixo de Manufatura aditiva em Titânio

Consideradas o estado da arte em projetos automotivos, as mangas de eixo feitas a partir de manufatura aditiva em titânio lançam mão de um material de alta performance aliado a uma elevada liberdade geométrica. Aliando o método de manufatura a análises computacionais baseadas em otimização geométrica, pode-se alcançar estruturas com alta rigidez específica. Um exemplo de tal conceito pode ser visto na figura 47.

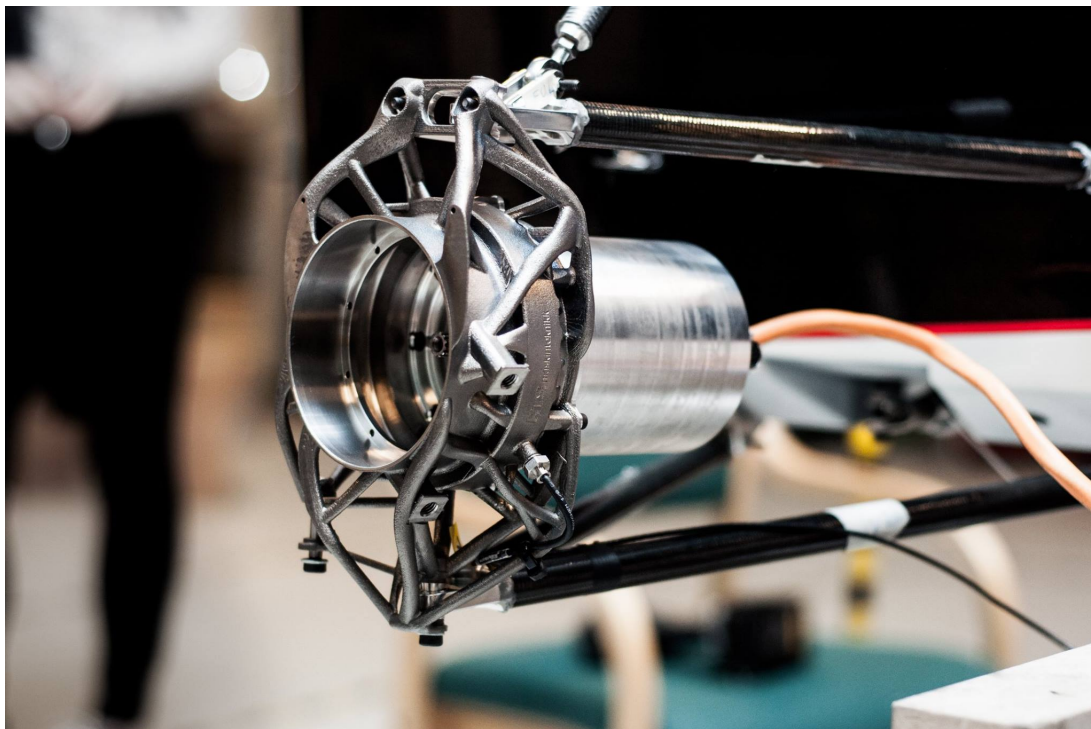


Figura 47 – Foto de manga de eixo feita a partir de manufatura aditiva em titânio, da equipe Revolve NTNU, da Noruega (NTNU, 2017).

As vantagens do modelo são:

- Menor massa;
- Maior rigidez;
- Maior liberdade geométrica;
- Maior precisão dimensional.

Já as suas desvantagens:

- Processo de fabricação caro;
- Material caro;
- Processo de fabricação indisponível;
- Conhecimento técnico do processo de fabricação indisponível.

3.4.5 Manga de Eixo em Fibra de Carbono a partir de Moldes externos com Insertos

Utilizando-se de tecidos de fibra de carbono e resina epóxi, materiais relativamente acessíveis à equipe, pode-se confeccionar uma manga de eixo a partir da laminação do compósito sobre moldes externos e a posterior junção de duas metades, resultando em uma estrutura laminada oca. O contato com elementos de fixação e rolamentos é intermediado por meio de insertos de alumínio. A fibra de carbono apresenta uma alta rigidez específica, mesmo em sua forma de tecido, de mais fácil manuseio e propriedades mecânicas inferiores às fibras de carbono unidirecionais. Sua acessibilidade e facilidade de aplicação a torna a única opção viável para a equipe dentro das variantes de fibra de carbono existentes no mercado. As geometrias são relativamente restritas, devido à utilização dos moldes externos. A fabricação dos moldes também é cara. Porém, tomando-se certos cuidados com a geometria, pode-se fabricar moldes a partir de compostos de madeira, o que deixa o material e fabricação mais baratos. É necessário considerar os esforços incidentes sobre o molde no ato da aplicação de vácuo, podendo levar à deformação ou quebra do mesmo.

As vantagens do modelo são:

- Menor massa;
- Maior rigidez;
- Maior liberdade geométrica;
- Maior precisão dimensional;
- Material relativamente acessível.

Já as suas desvantagens:

- Processo de fabricação dos moldes caro;
- Segmentação da peça em duas partes. União problemática;
- Pouca experiência da equipe em projetos estruturais em compósitos.

3.4.6 Manga de Eixo em Fibra de Carbono a partir de Moldes Internos permanentes com Insertos

Pode-se conceber também um conceito de fabricação a partir da laminação de tecido sobre um molde permanente de espuma. O material de fácil usinagem e baixa densidade apresenta consistência satisfatória para servir de molde de laminação. Novamente, fazem-se necessários cuidados para garantir a integridade estrutural do molde quando

submetido ao vácuo, no processo de cura do compósito. A espuma estrutural, aliada a um projeto relativamente flexível, com baixos custos de fabricação e moderados custos de material pode apresentar uma solução viável para o projeto proposto. Os insertos de alumínio servem, novamente, para abrigar os rolamentos e parafusos, distribuindo cargas radiais (e longitudinais, no caso dos rolamentos) ao longo da peça.

- Menor massa;
- Maior rigidez;
- Maior liberdade geométrica;
- Peça laminada de forma integral, sem repartição de metades.
- Material relativamente acessível.

Já as suas desvantagens:

- Moldes só podem ser utilizados uma vez;
- Menor precisão geométrica;
- Pouca experiência da equipe em projetos estruturais em compósitos.

O corpo de uma manga de eixo confeccionada a partir de moldes externos, como mencionado em 3.4.5, ou a partir de um molde interno, pode ser visto na figura 48, cuja liberdade geométrica agregada pelo processo de fabricação avançado dos moldes permite diferentes espessuras no corpo, assim como faces em planos inclinados entre si.

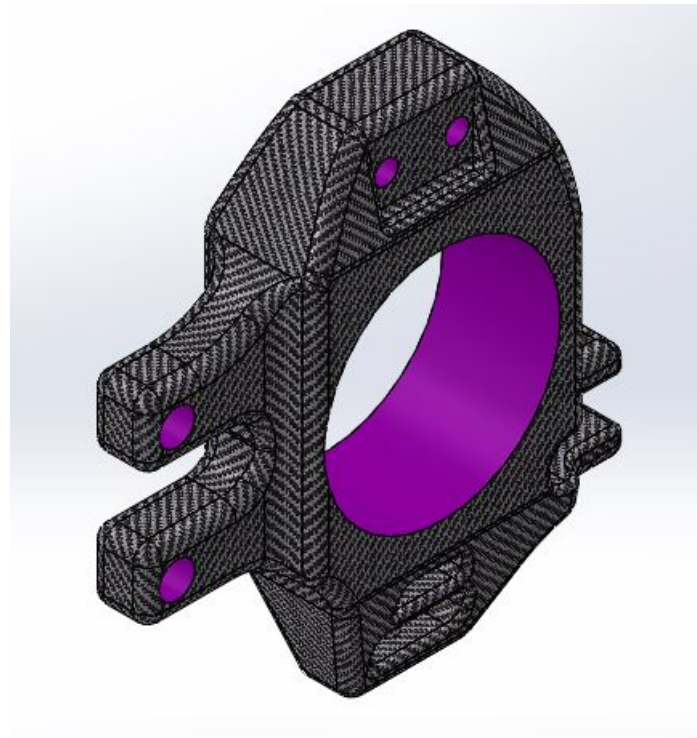


Figura 48 – Imagem de possível conceito manufacturado a partir de molde interno ou de moldes externos.

3.4.7 Manga de Eixo a partir de Painel Sanduíche de Fibra de Carbono e Espuma estrutural

Com a utilização de um painel sanduíche a partir de fibra de carbono e espuma estrutural, a última de fácil acesso à equipe, graças a uma empresa parceira, pode-se conceber uma estrutura capaz de resistir aos momentos fletores incidentes na manga a partir da roda. Lançando mão de insertos de alumínio, como nos itens anteriores, a solução necessita de uma geometria simplificada e alguns reforços de fibra em posições estratégicas. No conceito, a espuma estrutural passa a receber carregamentos e ser parte integrante da estrutura, precisando assim ser levada em conta em seu dimensionamento.

- Menor massa;
- Maior rigidez;
- Maior simplicidade de fabricação;
- Maior acessibilidade aos meios de fabricação;
- Maior precisão geométrica
- Material relativamente acessível.

Já as suas desvantagens:

- Menor liberdade geométrica;
- Menor confiabilidade, risco de falha estrutural da espuma;
- Pouca experiência da equipe em projetos estruturais em compósitos.

3.4.8 Matriz de Decisão

Levando em conta os modelos propostos e suas respectivas vantagens e desvantagens, pode-se elaborar uma matriz de decisão a partir dos diversos fatores mais relevantes para a equipe e seus respectivos pesos na decisão de conceito final, variando entre 1, 3 e 5. A pontuação de cada fator foi feita atribuindo-se valores variando entre 0, 1, 3 e 5, negativos e positivos, de maneira comparativa, para cada critério de cada modelo conceitual. Uma nota positiva indica uma boa performance no determinado critério, favorecendo a escolha do conceito em questão.

Primeiramente, levanta-se os principais fatores:

Tabela 2 – Fatores levados em conta na matriz de decisão e seus respectivos pesos

Fator	Peso
Massa	3
Rigidez	3
Precisão geométrica	3
Confiabilidade	5
Experiência de Fabricação	3
Experiência de Projeto	3
Acessibilidade do Material	5
Acessibilidade do Processo de Fabricação	5
Custo Total	5
Estética	1

Tabela 3 – Matriz de decisão comparativa dos conceitos principais.

Conceito	Pesos	Chapas de Aço	Alumínio com Suportes	Alumínio sem Suportes	Impressão 3d em Titânio	Fibra de Carbono c/ Molde Externo	Fibra de Carbono c/ Molde Interno	Fibra de Carbono em Estrutura Sanduíche
Massa	3	-3	-1	1	5	5	3	3
Rigidez	3	3	-3	3	5	5	5	5
Precisão Geométrica	3	-3	1	5	5	3	1	3
Liberdade Geométrica	3	1	1	3	5	3	3	1
Confiabilidade	5	3	1	5	3	1	3	3
Experiência de Fabricação	3	1	5	5	-5	3	3	3
Experiência de Projeto	3	1	5	3	-1	1	1	1
Acessibilidade do Material	5	5	3	3	-5	3	3	3
Acessibilidade do Processo de Fabricação	5	5	3	3	-5	5	5	5
Custo Total	5	5	3	1	-5	1	3	5
Estética	1	-5	1	3	5	3	1	1
Total		85	75	123	-13	113	119	129

Como sugerido pela matriz de decisão, o conceito que melhor se adéqua ao contexto do projeto é o corpo da manga em estrutura de laminado sanduíche. A simplicidade de fabricação aliado ao conceito de alta eficiência estrutural e a alta disponibilidade dos materiais envolvidos tiveram grande influência na decisão. A figura 49 exhibe um primeiro esboço do conceito de manga a partir de um laminado sanduíche.

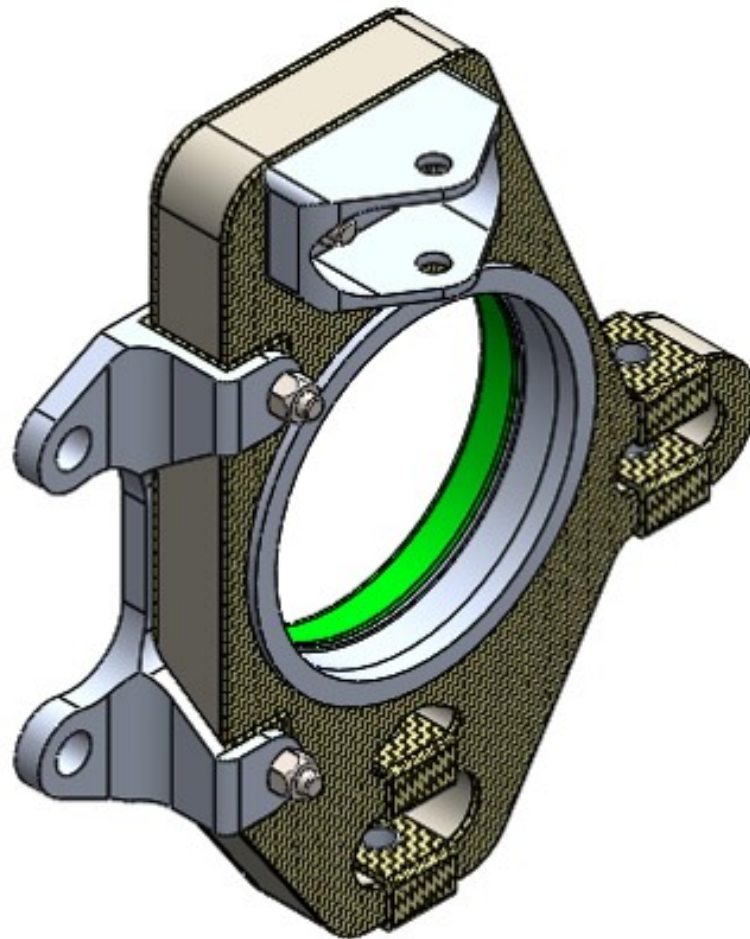


Figura 49 – Ilustração de conceito de manga de eixo a partir de compósito sanduíche

Nota-se a necessidade de planificação do modelo principal, uma vez em que a estrutura toda será usinada a partir de uma placa de fibra de carbono laminada sobre espuma estrutural.

Nota-se a quantidade de anexos necessários à estrutura sanduíche para que esta exerça suas funções. A análise conceitual destes itens é discutida a seguir.

3.5 Definição conceitual de Soluções associadas ao Conceito primário

A definição de um conceito primário leva ao surgimento de novos problemas que devem ser abordados. Ao se projetar uma estrutura sanduíche com espuma, deve-se levar em consideração a fragilidade da espuma estrutural, visto que esta é o elemento de menor rigidez e resistência do sistema. Para tal, devem ser consideradas soluções no que concerne à interface da estrutura com elementos de fixação, rolamentos e demais peças no contexto da manga de eixo.

As principais interfaces são:

- Parafusos do suporte superior da suspensão;
- Contato direto com o suporte superior da suspensão;
- Parafuso do suporte inferior da suspensão;
- Rolamentos do cubo de roda;
- Parafusos da pinça de freio;
- Contato direto com a pinça de freio.

3.5.1 Suporte superior da Suspensão e Interfaces

No arranjo de suspensão do protótipo AF18, o suporte superior resiste somente a esforços no plano do braço de suspensão superior, o que faz com que a incidência de flexão sobre o mesmo seja menor àquela observada na interface com o braço inferior, como pode ser observado na figura 50.

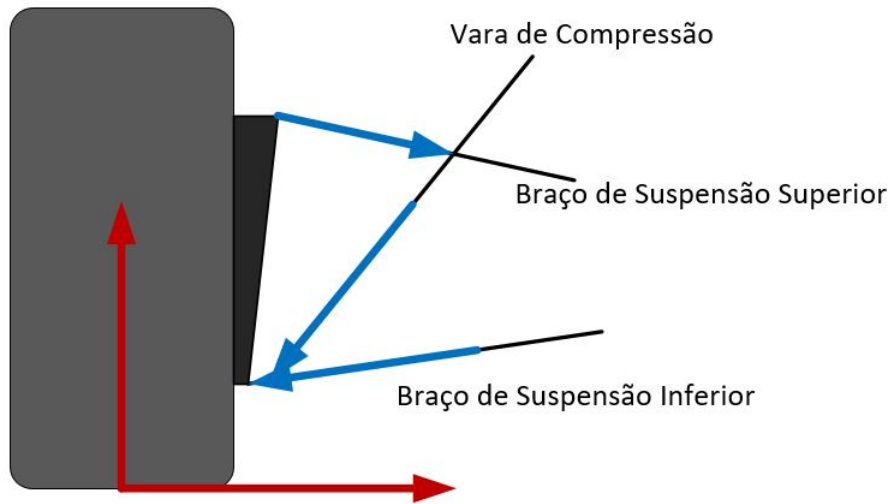


Figura 50 – Ilustração de forças incidentes no pneu (em vermelho) e as respectivas reações nos elementos da suspensão (em azul).

Pela necessidade de se manter a ajustabilidade do ângulo de cambagem, um dos suportes da suspensão deve ser fabricado em uma peça separada, de maneira a permitir a inserção de espaçadores entre este e o corpo da manga, como exibido na figura 51.

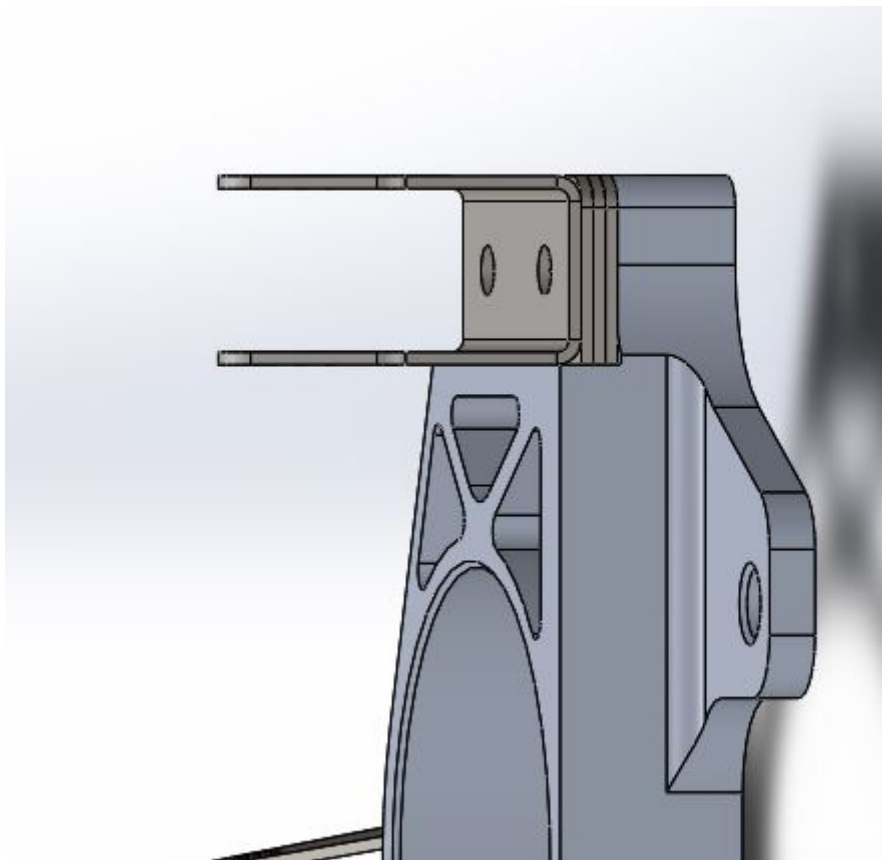


Figura 51 – Ilustração da manga de eixo do protótipo AF15 com espaçadores para ajuste de cambagem (APUAMA, 2017).

Visto que o suporte tem contato direto com o corpo, os parafusos reagem aos

esforços axiais e radiais. Os momentos são reagidos pela face do corpo da manga. Os esforços axiais são reagidos pelo contato do suporte e da cabeça dos parafusos com a parte laminada do sanduíche.

Os esforços radiais serão reagidos pela interface de espuma e fibra de carbono e os parafusos. Para garantir a integridade do contato, é necessário promover essa interação por meio de insertos de alumínio, como visto na figura 52.

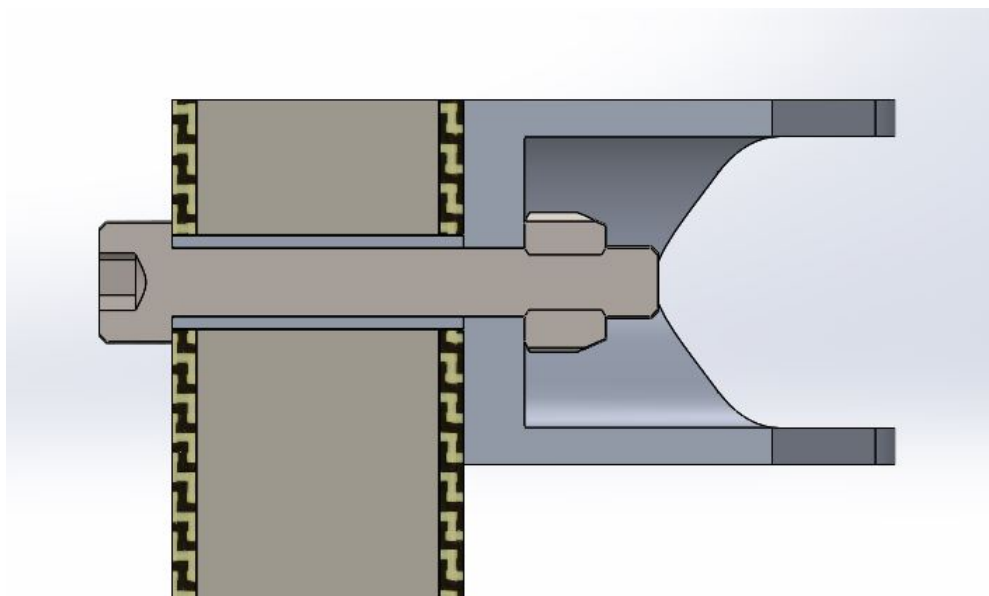


Figura 52 – Vista de corte do conceito de fixação do suporte superior.

Uma vez em que o inserto de alumínio não será solicitado axialmente, este pode ser fixado por resina epóxi sem necessidade de dimensionamento da união.

3.5.2 Suporte inferior da Suspensão e Interfaces

O suporte inferior da suspensão resiste não só às forças coplanares ao braço inferior de suspensão, mas também aos esforços da vara de compressão, predominantemente verticais. Devido à maior concentração de esforços neste ponto, é coerente mantê-lo íntegro ao corpo da manga, evitando a criação de braços de momento e o acoplamento de diferentes partes.

Para permitir a rotação da manga em torno do seu eixo vertical, como é o caso do esterçamento das rodas, os parafusos devem ser posicionados verticalmente, permitindo tal liberdade de rotação às rótulas integradas aos braços de suspensão.

Com os parafusos na vertical, utilizando-se o conceito de compósito sanduíche, deve-se proteger a superfície de espuma estrutural que reagiria aos esforços radiais e axiais ao mesmo. Foi concebido então um reforço em fibra de carbono para garantir a integridade da interface e a transmissão de esforços axiais e radiais do meio da espuma

até a superfície de fibra. Para a interface com os esforços radiais, foi adotada a solução de insertos de alumínio. O conceito completo é ilustrado na figura 53.

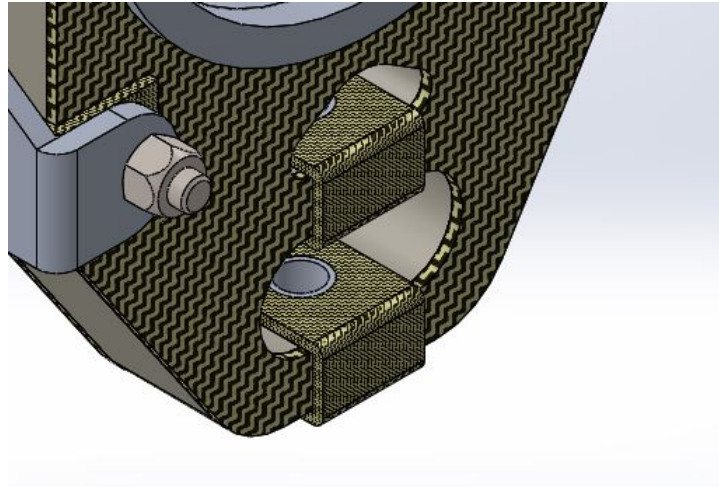


Figura 53 – Ilustração do suporte do braço inferior com reforços em fibra de carbono.

3.5.3 Suporte do Braço de Direção e Interfaces.

Assim como na seção anterior, o parafuso que fixa a rótula do braço de direção à manga de eixo também necessita ficar próximo ao eixo vertical, devido à demanda de rotação da roda sob esterço. Portanto, o suporte do braço de direção segue o mesmo conceito, com os reforços em fibra de carbono e insertos de alumínio, para a transmissão íntegra de esforços do meio da espuma estrutural para a superfície de fibra de carbono. A figura 54 ilustra o conceito.

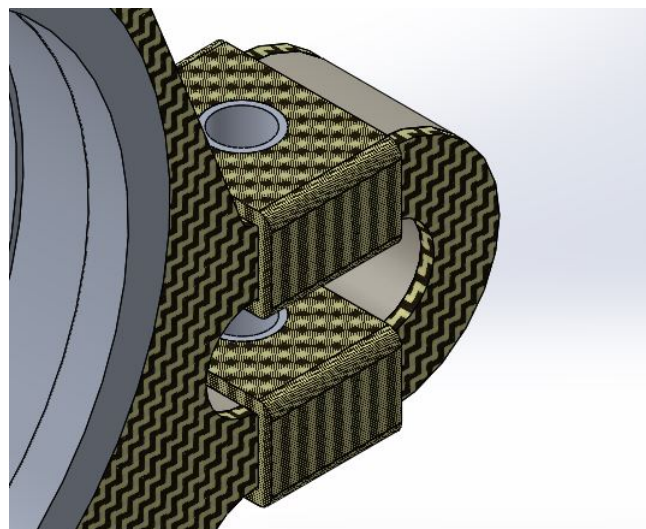


Figura 54 – Ilustração do suporte do braço de direção com reforços em fibra de carbono.

3.5.4 Suporte da Pinça de Freio

A pinça de freio coloca restrições geométricas quanto à sua montagem no sistema. A espessura requerida para o suporte não é compatível com o conceito do corpo da manga exibido na figura 49, por ser mais espesso. Faz-se então necessária a montagem de um suporte externo de alumínio para fixar a pinça, como exibido na figura 55. Para garantir a integridade da extremidade da placa sanduíche e para reforçar a região dos furos do suporte, o conceito inclui reforços em fibra de carbono na região, como mostrado na vista de corte da figura 56.

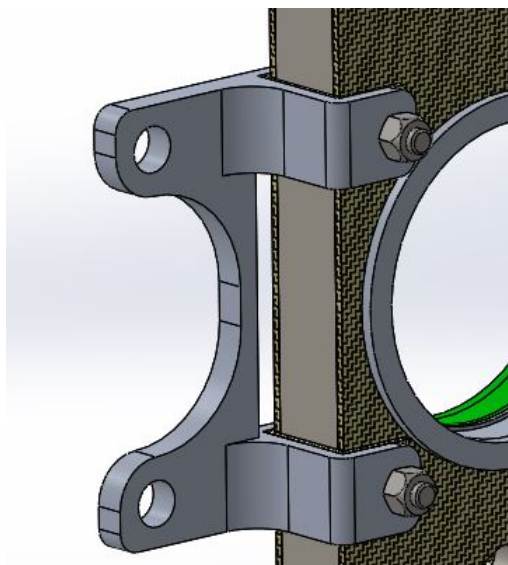


Figura 55 – Ilustração do suporte da pinça de freio, fixado ao corpo da manga.

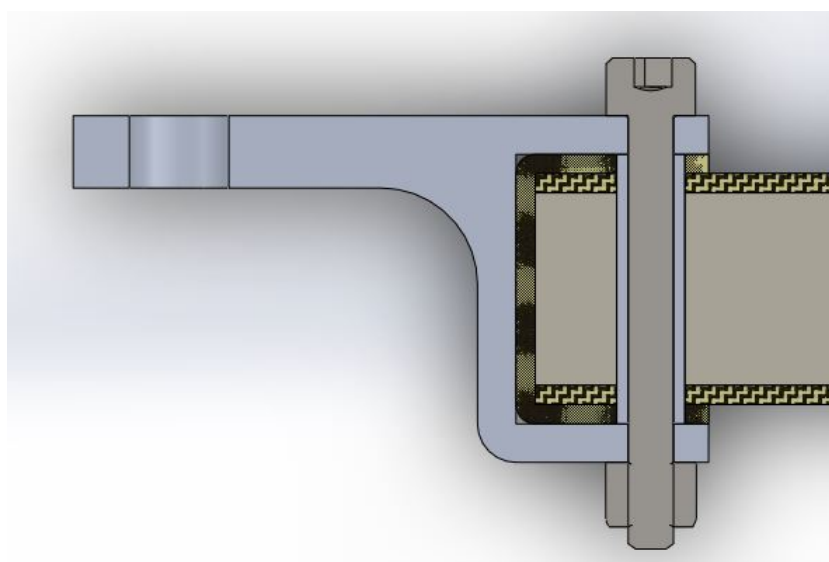


Figura 56 – Ilustração do suporte da pinça de freio, fixado ao corpo da manga.

3.5.5 Assento dos Rolamentos do Cubo de Roda

A presença de rolamentos impõe restrições quanto às propriedades superficiais de seus assentos. A precisão e acabamentos necessários para manter a coaxialidade dos rolamento com o seu eixo, nesse caso o cubo de roda, resultam na necessidade de uma interface usinada entre os rolamentos e o corpo. A solução apresentada consiste na utilização de assentos de alumínio, mostrados na figura 57

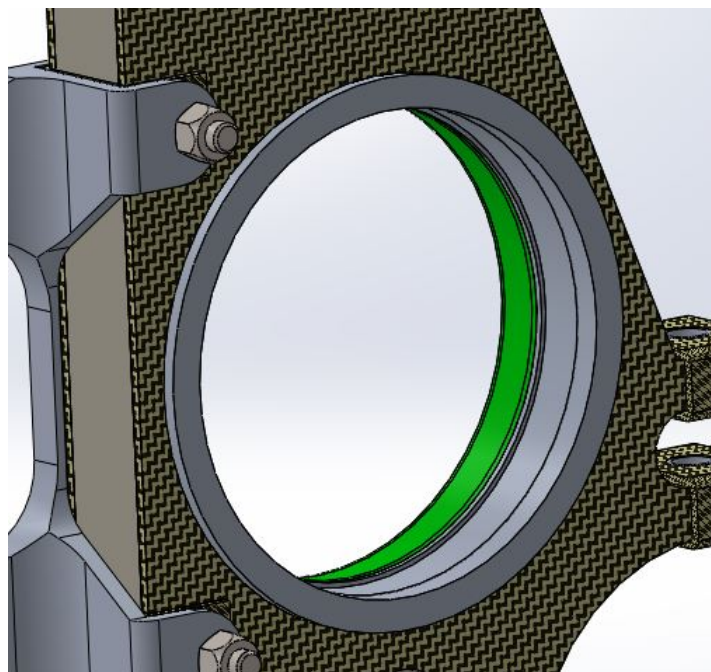


Figura 57 – Vista em perspectiva da montagem das duas metades do assento dos rolamentos.

Para garantir a integridade do contato entre os assentos e o corpo é necessário fixá-los de forma a reagirem os seus principais esforços por meio de contato direto com a face de fibra de carbono do corpo. Foi descartada a utilização de colas para reagir diretamente aos esforços axiais para evitar perdas de confiabilidade do projeto.

Para permitir a montagem do assento com batentes no corpo da manga, este foi dividido em duas partes, encaixadas coaxialmente e coladas entre si na face de contato comum. A união por cola, neste caso, atende somente à integridade estrutural do sistema, deixando as reações às forças axiais incidentes para os batentes com a superfície do laminado sanduíche. A figura 58 mostra o conceito de encaixe entre os assentos.

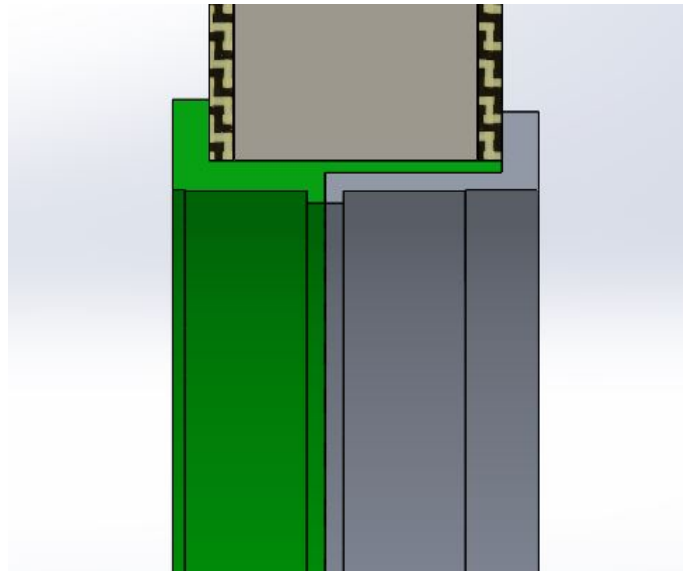


Figura 58 – Vista de corte da montagem das duas metades do assento dos rolamentos.

Portanto, o conjunto da manga de eixo passa a ser definido em sua completude por uma variedade de acessórios anexos, como definidos na vista explodida da figura

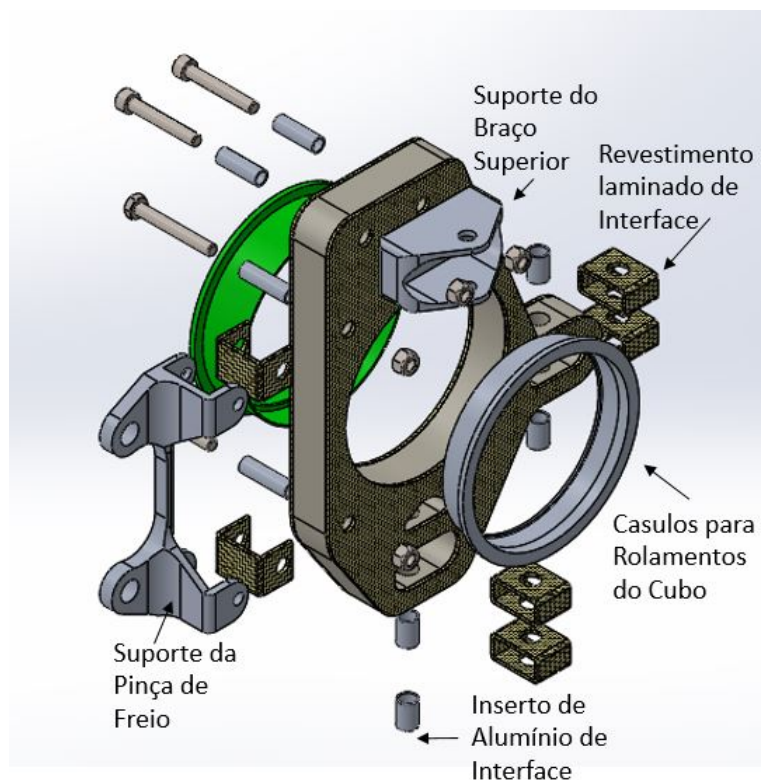


Figura 59 – Vista explodida do conceito da manga de eixo.

3.6 Definição de Meta de Massa

Ao longo do dimensionamento, um fator governante é a massa da peça. A cada iteração de projeto, caso este apresente fator de segurança à falha acima do definido, caso

a massa esteja acima da meta, deve ser realizado mais um ciclo. Portanto, é necessário definir uma meta para a massa do projeto.

O ambiente da fórmula SAE permite uma troca de informações muito mais ampla, quando comparada à existente na indústria. Portanto, é possível utilizar dados obtidos diretamente de equipes concorrentes para a elaboração do conceito do projeto.

A tabela 4 apresenta as massas das mangas de eixo de equipes cujos protótipos são equipados com rodas de aro 13", similares às do protótipo AF18.

Tabela 4 – Massas de diferentes conceitos executados por equipes concorrentes

Equipe	Universidade	Peso Manga Dianteira	Peso Manga Traseira	Material
Apuama	UnB	1232g	1374g	Alumínio Usinado
RS Racing	UFRGS	1230g	1170g	Chapas de Aço
Buffalo	UFF	510g	600g	Alumínio Usinado
Ícarus	UFRJ	1070g	1070g	Alumínio Usinado
Poli Racing	Poli USP	1220g	1300g	Alumínio Usinado
Fenix	Unesp	1200g	1200g	Chapas de aço

Portanto, assume-se como meta de massa o valor mínimo encontrado nas pesquisas. Para a manga dianteira, a meta é estabelecida em 510g, para a manga traseira, 600g.

3.7 Definição do Fator de Segurança

Ao se dimensionar um componente mecânico, é importante quantificar as incertezas e parâmetros de confiabilidade e riscos envolvidos no projeto. Uma forma de inserir isso na concepção de sistemas mecânicos é na definição do fator de segurança. Este determinará um fator de resistência do componente, relativo à resistência necessária para não falhar com as condições de funcionamento pré-definidas.

Para definir o fator de segurança, pode-se utilizar fatores de penalização, envolvendo diversas questões ao redor do projeto. Os fatores a serem considerados são (COLLINS, 2006):

- Precisão com a qual podem ser determinadas as condições de operação da peça (Tensões, deformações, temperatura, ...);
- Precisão com a qual podem ser calculadas as tensões internas a partir das condições de operação;
- Precisão da resistência à falha adotada para o material em questão;
- Necessidade de restrição de material, peso ou custo;
- Gravidade das consequências da falha;
- Qualidade de fabricação;

- Condições de operação;
- Qualidade e facilidade da inspeção e manutenção disponíveis durante operação.

Tais itens podem ser avaliados com quatro notas para um número de penalização (NP), positivo ou negativo, indicando a necessidade de aumentar ou diminuir o fator de segurança, para um dado critério. Um NP positivo indica a necessidade de aumento do fator de segurança para um determinado quesito (COLLINS, 2006).

- NP = 1/-1: Mudança levemente necessária;
- NP = 2/-2: Mudança moderadamente necessária;
- NP = 3/-3: Mudança fortemente necessária;
- NP = 4/-4: Mudança extremamente necessária;

A partir dos NP's, define-se o fator de segurança (FS) a seguinte fórmula:

$$FS = 1 + \frac{(10 + t)^2}{100} \quad (3.1)$$

onde t é a soma dos NP's.

Portanto, para o caso em questão, adotou-se os seguintes NP's:

- Determinação de esforços: NP = 2;
- Determinação de tensões: NP = -2;
- Determinação da resistência à falha: NP = -2;
- Necessidade de restrição dimensional: NP = -4;
- Gravidade das conseqüências da falha: NP = 3;
- Qualidade de fabricação: NP = 2;
- Condições de operação: NP = 0;
- Condições de Manutenção e Inspeção: NP = -4.

Desta forma, obteve-se o fator de segurança $FS = 1,25$.

4 Projeto Intermediário

4.1 Seleção e Caracterização do Material

Em uma primeira análise, foi considerada a utilização de um modelo de fibra de carbono de maior acessibilidade à equipe, fornecido livre de custo por patrocinadores. No entanto, após a análise estrutural da peça foi constatada a inviabilidade da fibra de carbono e espuma disponíveis, sendo assim necessário utilizar produtos de performance mecânica superior. Dados de testes foram encontrados em literatura técnica.

Desta forma, para as faces, foi selecionada a fibra de carbono T700SC pré-impregnada em resina epóxi 2510, ambas do fabricante "TORAY", com cura em "vacuum bag" a 131°C. As propriedades mecânicas estão explicitadas na tabela 5.

Tabela 5 – Propriedades Mecânicas da Fibra de Carbono T700SC Pré-impregnada em Resina Epóxi 2510 com cura a vácuo a 131°C (AGATE, 2002).

Característica	Símbolo	Valor	Unidade
Massa Específica	ρ	1,78	g/cm^3
Espessura de Lâmina	$h_{Lâmina}$	0,22	mm
Resistência à Compressão Longitudinal	X_c	-622	MPa
Resistência à Compressão Transversal	Y_c	-655	MPa
Resistência à Tração Longitudinal	X_t	739	MPa
Resistência à Tração Transversal	Y_t	615	MPa
Resistência ao Cisalhamento	S	144	MPa
Módulo de Elasticidade Longitudinal	E_1	56	GPa
Módulo de Elasticidade Transversal	E_2	55	GPa
Módulo de Cisalhamento	G_{12}	4	GPa

Já para a espuma, foi selecionada a espuma estrutural de divinícel ROHACELL 200 Hero, da fabricante "EVONIK", cujas propriedades mecânicas encontram-se na tabela 6.

Tabela 6 – Propriedades Mecânicas da espuma de divinilcel Rohacell ®200 HERO (EVO-NIK, 2018).

Característica	Símbolo	Valor	Unidade
Massa Específica	ρ	0,205	g/cm^3
Resistência à Compressão	X_c	-7,1	MPa
Resistência à Tração	X_t	12,3	MPa
Resistência ao Cisalhamento	S	5,2	MPa
Módulo de Elasticidade	E_c	180	MPa

Para o suporte da pinça de freio, em análise conceitual, foi selecionado o alumínio para a sua fabricação. Por se tratar de uma peça sujeita a esforços elevados e constricta em espaço reduzido, optou-se pela utilização de alumínio de liga 7075-T651. Esta variante do alumínio é comercialmente disponível e apresenta elevada performance mecânica. As propriedades do Alumínio podem ser vistas na tabela 7.

Tabela 7 – Propriedades Mecânicas do Alumínio 7075-T651 (GGD-METALS, 2018).

Característica	Símbolo	Valor	Unidade
Massa Específica	ρ	2,8	g/cm^3
Limite de escoamento	S_y	390	MPa
Limite de Resistência à Tração	S_{ut}	480	MPa
Módulo de Elasticidade	E	71	GPa
Temperatura de Trabalho	T	25	$^{\circ}C$

4.2 Determinação de Esforços

A seleção de casos críticos de esforços é essencial para a segurança e qualidade do produto final. Esses casos críticos podem ocorrer em diferentes manobras do veículo. Os esforços, em geral, advêm de acelerações oriundas de forças geradas entre o contato do pneu com o solo. Outra fonte de acelerações são as colisões do veículo com paredes, meio-fios, etc. Visto que o projeto tem seu funcionamento previsto para condições normais de operação, este não será dimensionado para resistir a colisões de qualquer natureza.

O sistema será abordado a partir das forças das reações dos braços de suspensão na manga de eixo.

Utilizando-se de vetores coaxiais aos 6 membros da suspensão, pode-se resolver um sistema linear para equilibrar as forças e momentos advindos do pneu, em sua interface com o solo. Uma ilustração dos vetores adotados na resolução pode ser vista na figura 60. Cada vetor é definido a partir das coordenadas de cada ponto de ancoragem, previamente definidas no projeto de geometria e no CAD.

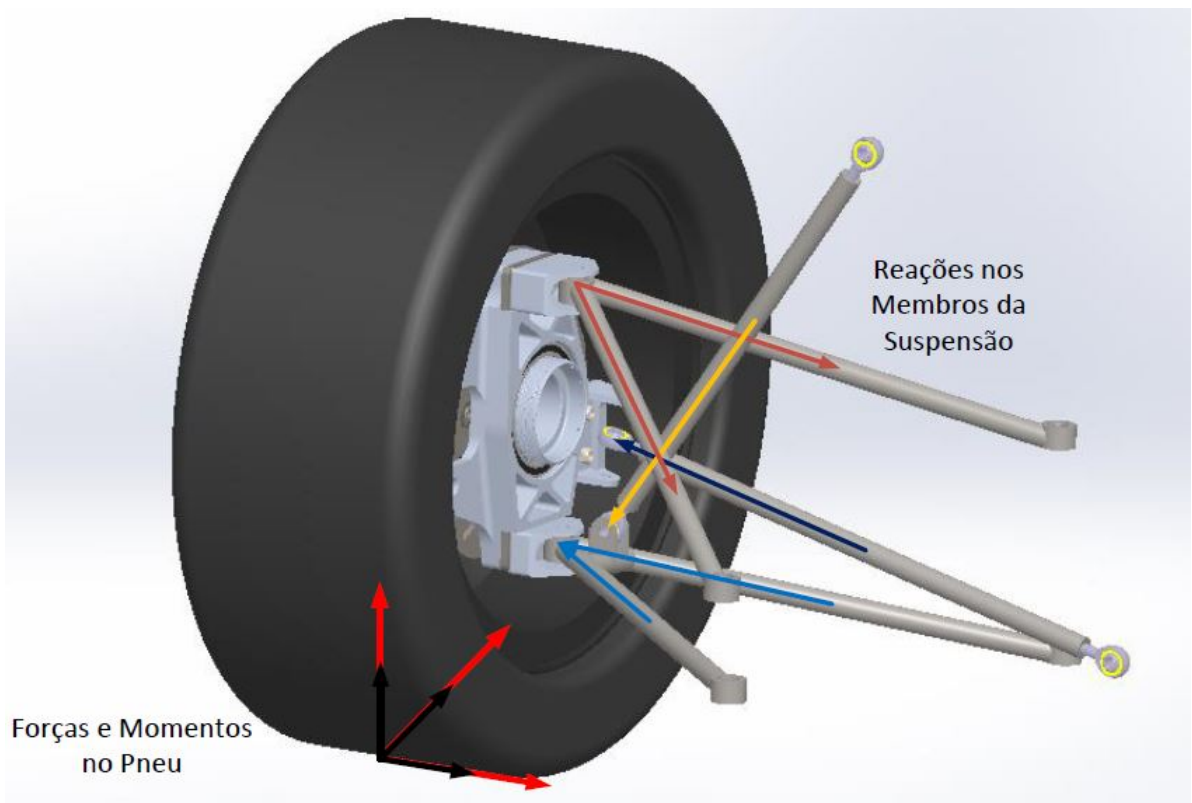


Figura 60 – Ilustração simplificada de forças atuantes nos braços de suspensão e na interface pneu-solo.

Os rolamentos serão considerados suportes resistentes a forças radiais e longitudinais na análise em questão. Os suportes da pinça de freio resistirão somente a esforços radiais, de forma que 3 vetores de força, incidentes no braço de direção, no membro superior e inferior de suspensão são suficientes para simular o carregamento da manga de eixo.

4.2.1 Convenção de Sinais adotada

Antes de prosseguir para a seleção de casos de força, é importante definir as convenções de sinais adotadas nos passos a seguir, pois as interações de força entre a suspensão e o pneu não ocorrem de forma simétrica.

Para Análise, definiu-se o lado esquerdo da suspensão. O eixo positivo y aponta para a esquerda, o eixo x , para frente e o eixo z para cima, como exibido na figura 61.

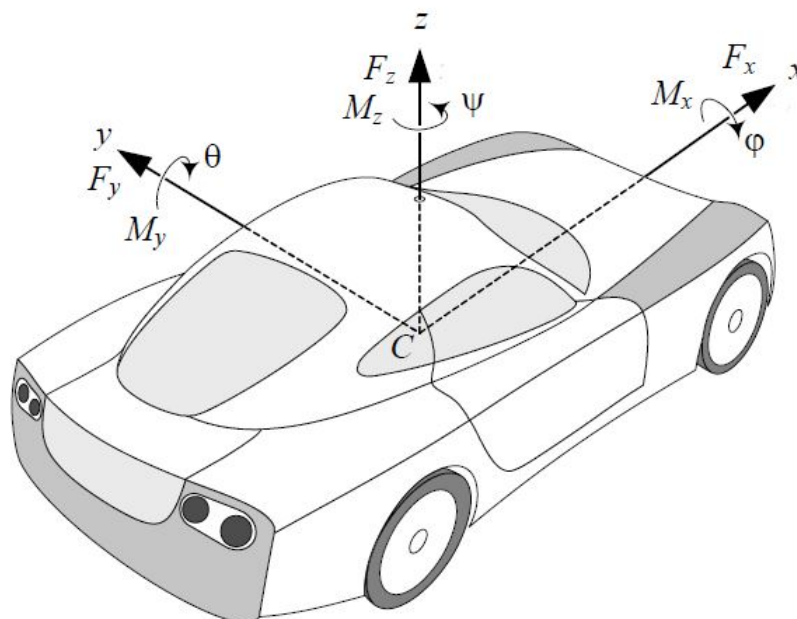


Figura 61 – Ilustração do sistema de coordenadas e convenção de sinais adotada (JAZAR, 2009).

4.2.2 Seleção dos Casos de Força para Análise

Dentre as diversas manobras do veículo, é necessário selecionar alguns casos de carregamento para análise, de acordo com a magnitude das forças de cada caso. Procura-se a situação com maiores esforços.

Primeiramente, definiu-se os esforços máximos nas rodas dianteira e traseira. Para tal, foram utilizados dados oriundos de cálculos realizados pela equipe Apuama Racing, relativos a uma simulação de tempo de volta do protótipo em questão para o circuito de uma das provas da competição, como exposto em 2.8.3. A figura 62 mostra o gráfico gerado para a força vertical ao longo do percurso, para cada uma das rodas.

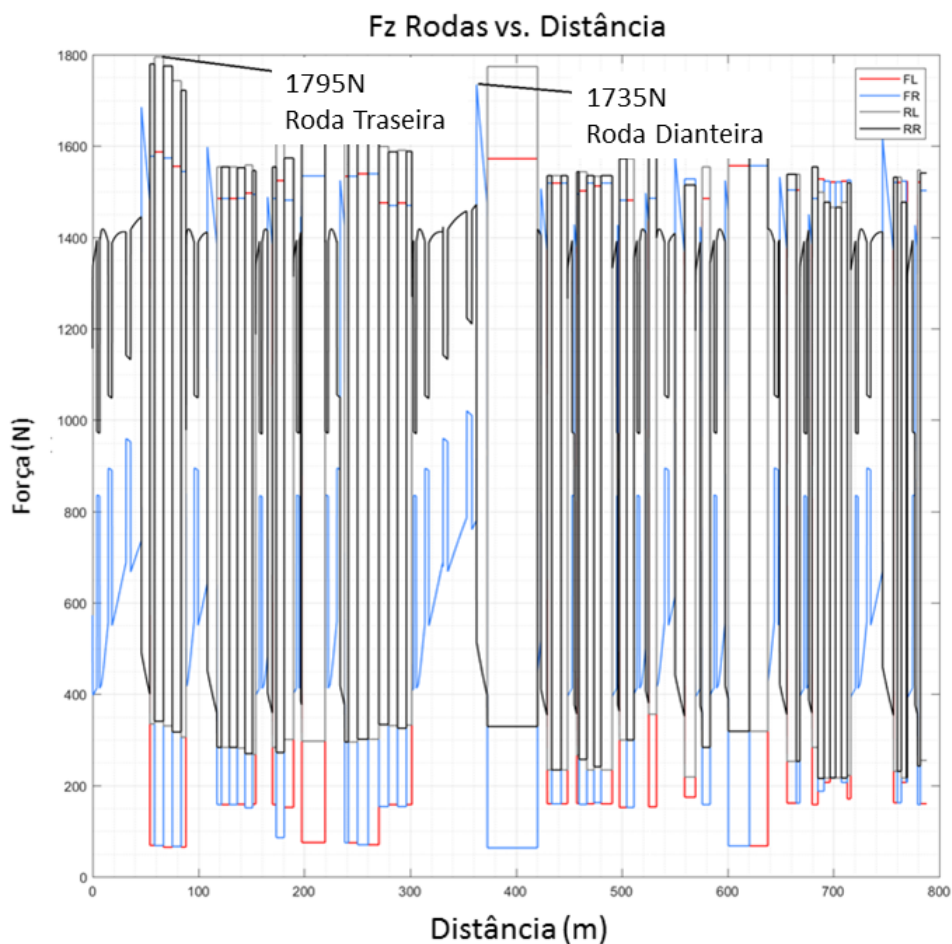


Figura 62 – Gráfico da força vertical nas quatro rodas do protótipo para uma volta do percurso de *Autocross* da competição (BRASIL, 2018).

Do gráfico, pode-se extrair o valor máximo de força vertical para a roda dianteira de 1735N e 1795N para a traseira.

Conhecendo-se as forças verticais máximas, são definidas forças e momentos dependentes da interação pneu-solo a partir do modelo de pneu da equipe. De posse das forças e momentos na interface pneu-solo, é calculada a condição de equilíbrio estático dos membros de suspensão, utilizando-se de vetores coaxiais aos elementos da suspensão, de maneira similar à exibida na figura 60. Os cálculos foram realizados computacionalmente com o auxílio do software MATLAB. Os códigos utilizados encontram-se no anexo A.

Pode-se definir que o membro crítico para a seleção de caso de esforço é o braço inferior da suspensão. Este estará sujeito a forças de maiores magnitudes, por ser o membro que suporta a maior parcela das forças verticais presentes (O braço inferior é acoplado à vara de compressão, atuador do amortecedor). A tabela 8 mostra uma comparação das magnitudes de forças encontradas nos diferentes membros da suspensão:

Logo, utilizando o membro inferior da suspensão para definir o caso crítico, pode-se gerar um diagrama a partir da variação do ângulo de deriva e da razão de escorregamento.

Tabela 8 – Módulo das forças na suspensão dianteira em Newtons

Forças na Suspensão Dianteira (N)			
	Média	Máximo	Mínimo
Membro Inferior	4231	6751	1843
Membro Superior	3978	6148	150
Braço de Direção	2423	4265	13

No sistema de coordenadas adotado nos cálculos, forças negativas são orientadas para o centro do carro. Em casos de carregamento vertical máximo, o carro encontra-se em curvas, onde as rodas de fora geram os maiores esforços laterais para dentro, devido à transferência de carga, como mencionado na seção 2.8.2.

Já para as forças longitudinais, somente os esforços de frenagem serão reagidos pela manga de eixo, visto que os esforços de aceleração são impelidos diretamente nos cubos de roda pelos semi-eixos.

Logo, pode-se definir um quadrante crítico nos casos de esforço, onde a razão de escorregamento é negativa e o ângulo de deriva, positivo (No referencial adotado no modelo de pneu, um ângulo de deriva positivo resulta em uma força lateral negativa).

Os valores máximos dentro destes quadrantes são então os casos críticos de esforço a serem analisados.

Nas tabelas nas figuras 63 e 64 foram selecionados para análise também os valores críticos de casos de força lateral ou longitudinal isolados, para levar em conta possíveis sensibilidades da manga de eixo a carregamentos em uma direção específica. São estes os casos de força onde a força lateral ou longitudinal são nulas.

		Razão de Escorregamento (Longitudinal)															
		-0,15	-0,14	-0,13	-0,12	-0,11	-0,10	-0,09	-0,08	-0,07	-0,06	-0,05	-0,04	-0,03	-0,02	-0,01	0,00
Ângulo de Deriva (Lateral)	0	4223	4302	4381	4461	4538	4610	4673	4718	4732	4698	4585	4350	3941	3325	2564	1958
	1	4689	4784	4882	4982	5083	5182	5277	5361	5424	5451	5414	5271	4962	4422	3652	2840
	2	5098	5201	5308	5418	5529	5642	5752	5855	5943	6005	6018	5943	5720	5275	4586	3778
	3	5416	5520	5629	5740	5853	5967	6080	6189	6288	6366	6403	6365	6190	5812	5209	4467
	4	5644	5746	5851	5959	6069	6180	6290	6398	6497	6578	6620	6589	6432	6095	5562	4901
	5	5802	5900	6000	6103	6207	6313	6419	6521	6615	6688	6722	6683	6528	6216	5741	5156
	6	5910	6003	6098	6196	6295	6395	6494	6588	6672	6732	6735	6699	6541	6248	5821	5302
	7	5984	6073	6164	6256	6350	6443	6535	6619	6690	6736	6739	6673	6513	6237	5849	5385
	8	6037	6122	6208	6296	6384	6470	6553	6627	6685	6716	6704	6627	6466	6205	5850	5433
	9	6075	6156	6238	6321	6403	6482	6556	6620	6665	6683	6658	6573	6413	6166	5840	5460
	10	6103	6180	6258	6336	6412	6484	6550	6603	6637	6643	6607	6517	6359	6126	5824	5477
	11	6123	6197	6271	6344	6414	6479	6536	6579	6603	6599	6556	6462	6308	6087	5806	5486
	12	6139	6209	6279	6346	6410	6469	6517	6552	6567	6555	6506	6410	6259	6050	5787	5492

Figura 63 – Tabela colorida com módulos de força no membro inferior da suspensão dianteira para diferentes combinações de esforço. Valores mais altos em vermelho.

		Razão de Escorregamento (Longitudinal)															
		-0,15	-0,14	-0,13	-0,12	-0,11	-0,10	-0,09	-0,08	-0,07	-0,06	-0,05	-0,04	-0,03	-0,02	-0,01	0,00
Ângulo de Deriva (Lateral)	0	4958	5050	5143	5236	5325	5409	5480	5531	5547	5505	5370	5094	4612	3875	2911	1967
	1	4866	4945	5023	5101	5174	5239	5292	5324	5323	5270	5139	4895	4504	3956	3327	2857
	2	4821	4891	4961	5028	5091	5147	5192	5220	5224	5194	5117	4980	4770	4487	4173	3950
	3	4810	4875	4940	5004	5064	5121	5171	5212	5242	5257	5254	5226	5160	5044	4891	4766
	4	4812	4876	4940	5004	5067	5129	5191	5250	5308	5364	5413	5449	5455	5416	5339	5264
	5	4816	4879	4944	5010	5078	5147	5219	5294	5371	5449	5524	5585	5617	5610	5570	5526
	6	4818	4882	4948	5016	5088	5163	5241	5324	5410	5497	5578	5642	5680	5683	5663	5640
	7	4818	4882	4949	5019	5093	5171	5252	5338	5425	5510	5586	5646	5679	5686	5675	5665
	8	4816	4880	4948	5018	5093	5171	5252	5336	5419	5498	5566	5616	5643	5649	5644	5642
	9	4812	4877	4944	5014	5088	5164	5243	5321	5398	5468	5527	5568	5589	5592	5590	5593
	10	4808	4872	4938	5007	5078	5152	5226	5299	5368	5429	5478	5510	5525	5527	5525	5531
	11	4804	4866	4930	4997	5066	5135	5204	5270	5331	5384	5424	5449	5459	5458	5456	5464
	12	4798	4859	4921	4985	5050	5115	5178	5238	5291	5336	5368	5387	5393	5390	5388	5396

Figura 64 – Tabela colorida com módulos de força no membro inferior da suspensão traseira para diferentes combinações de esforço. Valores mais altos em vermelho.

Portanto, de maneira resumida, os casos escolhidos para análise são exibidos na tabela 9.

Tabela 9 – Casos de operação do pneu selecionados para análise

	Força Vertical (N)	Razão de Escorregamento	Ângulo de Deriva (°)
Manga Dianteira			
Caso Combinado	1735	-0,05	7
Caso Isolado Longitudinal	1735	-0,07	0
Caso Isolado Lateral	1735	0	12
Manga Traseira			
Caso Combinado	1795	-0,02	7
Caso Isolado Longitudinal	1795	-0,07	0
Caso Isolado Lateral	1795	0	7

Lançando mão dos mesmos métodos utilizados para calcular as tabelas das imagens 63, 64, calculou-se os esforços referentes aos casos explicitados na tabela 9. A tabela 10 explicita os esforços a serem considerados em cada uma das análises a serem realizadas.

Tabela 10 – Esforços a serem considerados na análise das mangas dianteira e traseira em seus 3 pontos de apoio.

Conjunto	Caso de Esforço	Membro da Suspensão	Forças (N)		
			X	Y	Z
Dianteira	Caso Combinado	Braço de Direção	0	-1885	66
		Membro Superior	3148	-1667	176
		Membro Inferior	-1513	6262	-1977
	Caso Puro Longitudinal	Braço de Direção	0	-4156	147
		Membro Superior	5848	777	-82
		Membro Inferior	-2782	3379	-1800
	Caso Puro Lateral	Braço de Direção	0	-62	2
		Membro Superior	51	-2311	244
		Membro Inferior	-39	5122	-1981
Traseira	Caso Combinado	Braço de Direção	22	124	19
		Membro Superior	1516	-2140	786
		Membro Inferior	-650	5015	-2599
	Caso Puro Longitudinal	Braço de Direção	779	4423	663
		Membro Superior	5065	-3441	2280
		Membro Inferior	-2711	-982	-4738
	Caso Puro Lateral	Braço de Direção	-206	-1167	-175
		Membro Superior	114	-1271	163
		Membro Inferior	109	5377	-1783

4.2.3 Esforços no Suporte da Pinça de Freio

A definição dos esforços no suporte da pinça de freio segue lógica similar, embora trate-se de uma configuração mais simples. A única solicitação que incide na peça advém do torque de frenagem, gerado pela força longitudinal na interface pneu-solo. Para determinar qual seria a força máxima nesse ponto, recorreu-se novamente a resultados da simulação de tempo de volta do protótipo 2017. Como destacado na imagem 65, a força de frenagem máxima em um circuito crítico é de 2763N. Considerando o raio nominal dos pneus utilizados, que é $R_{Nominal} = 0,260m$, chega-se ao torque de frenagem de $T_{Frenagem} = 720Nm$.

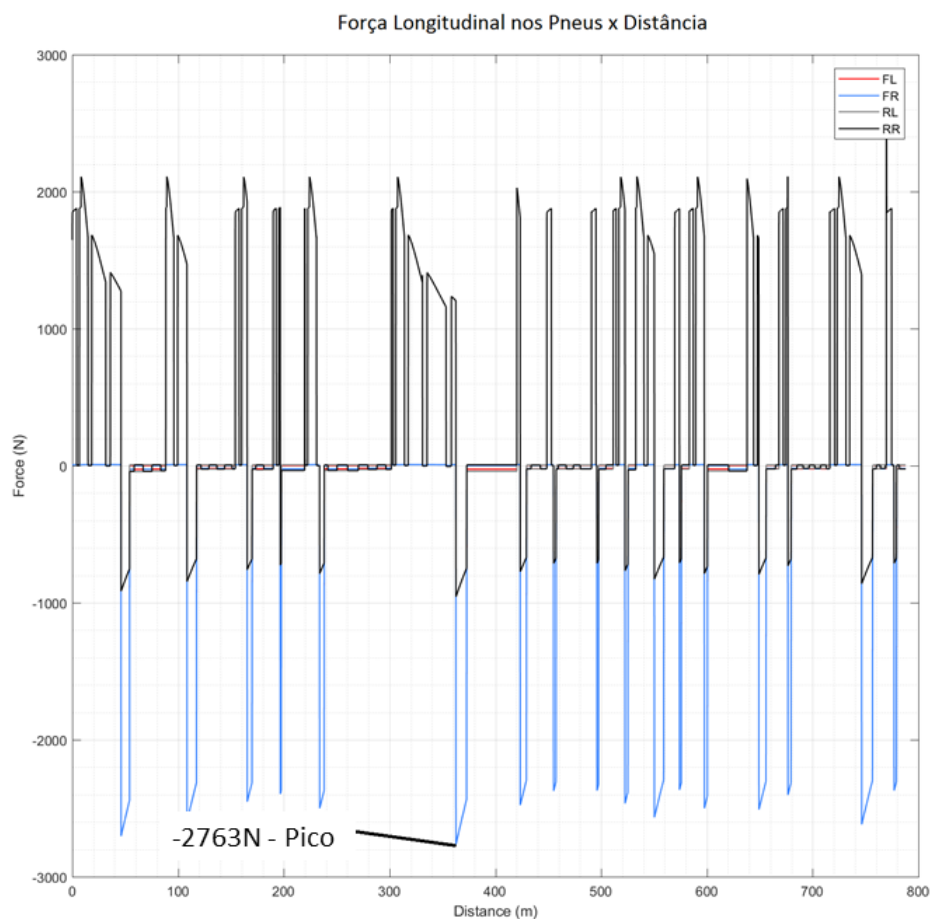


Figura 65 – Força longitudinal nos pneus para simulação de volta em circuito de Autocross (BRASIL, 2018).

4.3 Análise Estrutural

Em posse da geometria preliminar, características do material e casos de esforço, prossegue-se para a análise estrutural. Devido à complexidade envolvida na geometria e na composição não homogênea dos materiais, optou-se por utilizar o método dos elementos finitos.

A análise foi focada em dois principais componentes estruturais, com solicitação crítica: O corpo em espuma estrutural e fibra de carbono da manga e o suporte da pinça de freio. Para simplificar o modelo, os componentes foram simulados separadamente.

No entanto, fez-se necessário, em primeira instância, validar o modelo adotado para representar o sanduíche de espuma e fibra de carbono.

4.3.1 Validação do Modelo

A simulação de casos cujas soluções analíticas são conhecidas permite a avaliação do modelo utilizado para se representar um determinado fenômeno físico com métodos numéricos.

A melhor solução encontrada para a modelagem de um sanduíche de fibra de carbono e espuma foi a partir de um sólido de malha hexaédrica, representando a espuma estrutural, e duas superfícies, com espessura definida como parâmetro de simulação, representando as faces de fibra de carbono.

Para testar o modelo, foi simulada uma viga engastada, sujeita à flexão. A solução analítica para o problema foi determinada conforme a formulação descrita em 2.7.2.

Uma viga sanduíche com altura de núcleo $h = 28mm$, altura de face $t = 4mm$, largura de $b = 100mm$ e comprimento $l = 500mm$ foi submetida a uma carga de $1080N$ em sua extremidade, causando um momento fletor $M = 270Nm$ em uma seção transversal localizada em $\frac{l}{2} = 250mm$.

Desta forma, calculando a inércia equivalente da seção transversal com a equação 2.13 e utilizando-a na equação 2.12, obtém-se um valor analítico esperado para a tensão longitudinal na face da fibra de $\sigma_{Analítico} = 32,47MPa$, o que representa uma concordância satisfatória com o valor encontrado em simulação de $\sigma_{Numérico} = 32,53MPa$. Um sumário dos valores de entrada e resultados podem ser vistos na tabela 11. As imagens referentes à simulação de validação realizada podem ser vistas no apêndice B.

Tabela 11 – Dados de entrada e resultados de teste de validação de modelo.

Grandeza	Símbolo	Valor	Unidade
Momento Fletor na Seção Média	M	270	Nm
Altura do Laminado	h	28	mm
Largura da Viga	b	100	mm
Posição da Seção Média	$l/2$	250	mm
Altura da Face	t	4	mm
Altura do Núcleo	c	20	mm
Módulo de Elasticidade do Núcleo	E_c	92	MPa
Módulo de Elasticidade da Face	E_f	47300	MPa
Tensão Longitudinal na Face Analítica	$\sigma_{Analítico}$	32,48	MPa
Tensão Longitudinal na Face Numérica	$\sigma_{Numérico}$	32,53	MPa

4.3.2 Simulação Sanduíche

A simulação da estrutura em sanduíche resumiu-se à análise estrutural do corpo principal em fibra de carbono e espuma e seus respectivos reforços. As forças foram aplicadas nos pontos de apoio da suspensão. A peça foi suportada na região dos casulos de rolamentos, deixando livre somente a movimentação em torno do eixo de rotação da

roda. Para restringir o grau de liberdade restante, os furos de fixação para o suporte da pinça de freio foram restritos contra a translação no plano paralelo à roda. O escopo e a configuração de esforços podem ser vistos na figura 66.

A modelagem do problema no software contou com as seguintes etapas:

- Importação de modelo CAD original do núcleo para o ambiente do ANSYS;
- Criação de superfícies de espessura zero (cascas) para as faces da manga;
- Criação dos reforços de fibra de carbono como cascas, espaçadas da espessura da face em relação ao núcleo;
- Subdivisão da superfície da face para compreender pontos de contato com os reforços e aplicações de esforços.
- Atribuição de material para os elementos no ambiente ANSYS;
- Atribuição de condições de contorno nas superfícies dos casulos de rolamentos e dos furos do suporte da pinça de freio;
- Criação do ponto remoto de aplicação da força do suporte superior;
- Atribuição de carregamentos às faces de interface com a suspensão e ao ponto remoto do suporte superior.
- Definir dimensões de elementos para o modelo como um todo, diminuindo-os progressivamente ao longo das iterações, verificando os valores para a convergência.

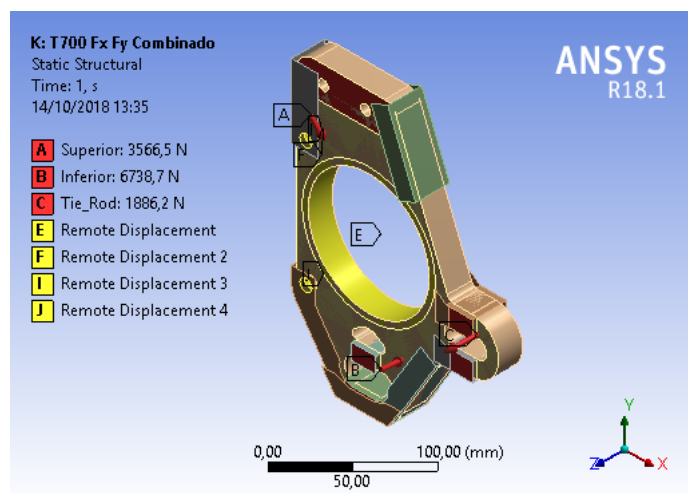


Figura 66 – Esquema de aplicação de forças e suportes no corpo sanduíche da manga de eixo.

A malha das análises finais é composta por 259899 nós e 62310 elementos hexaédricos e retangulares de segunda ordem.

4.3.2.1 Limites de Deflexão

Os principais efeitos da flexibilidade da manga de eixo são a torção em torno do eixo vertical, influenciando no ângulo de deriva e a torção em torno do eixo horizontal, influenciando no ângulo de cambagem. Para estabelecer valores limite para tais deflexões, foi realizada uma comparação com os parâmetros do protótipo vigente da equipe.

O conceito até então utilizado na manga de eixo, em alumínio com suportes, contempla deflexão angular em torno do eixo vertical de $0,33^\circ$ (APUAMA, 2017). Serão considerados aceitáveis valores inferiores a este, uma vez que espera-se uma melhora de desempenho dinâmico a partir do projeto.

Para estabelecer o limite da torção em torno do eixo horizontal (cambagem), adotou-se como parâmetro principal a resolução de ajuste envolvida na configuração da cambagem das rodas. O requisito de integridade geométrica da suspensão só é coerente a um nível de precisão presente na capacidade de ajuste existente. A cambagem do veículo é ajustada com resolução máxima de $0,5^\circ$, portanto, toma-se este valor como limite para deflexão em torno do eixo horizontal.

4.3.2.2 Critérios de Falha

Tanto as faces de carbono quanto a espuma estrutural tiveram seus critérios de falha avaliados com a formulação de Tsai-WU, apresentada na seção 2.6.3. O critério de falha também foi adotado para a espuma estrutural para permitir a incorporação de limites de resistência distintos para tração e compressão. A partir dos dados da fibra utilizada, apresentados em 4.1 e da equação 2.11, obtém-se a equação 4.1 para definir o critério de falha de ruptura de face na simulação.

$$\begin{aligned} TW = & -0,000253879417946\sigma_1 + 0,000098505910975\sigma_2 \\ & - 0,000002177353499\sigma_1^2 - 0,000002481257203\sigma_2^2 \\ & + 0,000047998382032\tau_{12}^2 \end{aligned} \quad (4.1)$$

Para a espuma estrutural, utilizou-se do mesmo critério, porém este foi aplicado de forma tridimensional, contendo assim os termos relativos às 3 direções de carregamento, resultando em 4.2.

$$\begin{aligned} TW = & -0,059544257\sigma_1 - 0,059544257\sigma_2 - 0,059544257\sigma_3 \\ & + 0,011450819\sigma_1^2 + 0,011450819\sigma_2^2 + 0,011450819\sigma_3^2 \\ & + 0,036982249\tau_{12}^2 + 0,036982249\tau_{13}^2 + 0,036982249\tau_{23}^2 \end{aligned} \quad (4.2)$$

O último critério de falha a ser analisado foi o enrugamento de face. A partir da equação 2.18, foi calculada a tensão normal compressiva admissível para a flambagem na face: $\sigma_{EnrugamentodeFace} = 696MPa$.

Com o fator de segurança definido em 3.7 de 1,25, espera-se que o fator de falha de Tsai-Wu seja inferior a 0,8, para que o componente seja considerado suficientemente resistente, assim como a razão $\sigma_{Compressão}/\sigma_{EnrugamentodeFace}$, que também deve obedecer ao limite.

4.3.2.3 Análise de Resultados

Após serem simulados os 3 casos de força selecionados, alterações foram feitas sucessivamente de forma a sanar os pontos de falha encontrados. Adições sucessivas de reforços, espessura das faces e diâmetro de furos e concordâncias foram alterados, até que o fator de segurança fosse atendido para os 3 modos de falha mencionados em 4.3.2.2.

A forma simplificada e computacionalmente mais eficiente de se formar a malha fez com que existissem arestas com concordância de raio zero no modelo, onde ocorre o fenômeno de singularidade de tensão em simulações. Tais problemas são sanados com a inserção de filetes no modelo. No entanto, visando diminuir o custo computacional da solução, uma vez que a capacidade de processamento é limitada, o modelo simplificado de geometria foi mantido para garantir a viabilidade computacional da simulação. Uma vez que nesses pontos observa-se um altíssimo gradiente de tensões, e levando em conta que os mesmos encontram-se em cantos vivos, foram analisadas as tensões na seção transversal adjacente, garantindo a validade do modelo, mesmo com picos de tensão localizados na proximidade, junto às arestas. Um exemplo pode ser visto nas figuras 67 e 68, com os pontos críticos de tensão na espuma do sanduíche, carregado com o caso de carga combinado. Conforme mencionado em 2.9.1, embora uma tensão de pico apareça na aresta, essa pode ser desprezada, uma vez que a seção transversal que resiste ao cisalhamento incidente na região não apresenta estado de tensão crítico.

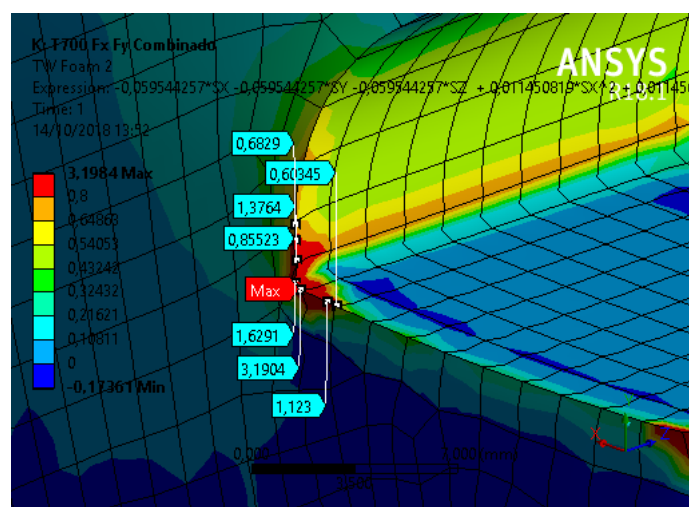


Figura 67 – Ponto de Pico de Tensão, junto a Aresta de Raio Zero.

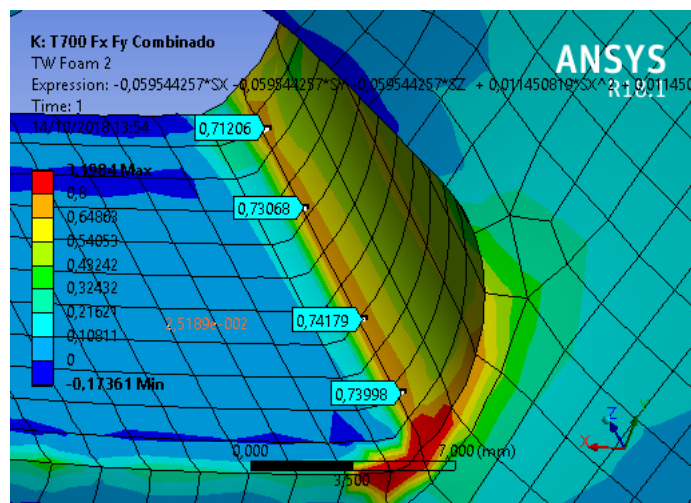


Figura 68 – Ponto de Tensão Distribuída, adjacente a ponto de tensão concentrada.

Também foram feitas considerações a respeito da flexibilidade do modelo. A figura 69, resultado da simulação do caso de carga combinado, indica os deslocamentos perpendiculares ao plano da fibra, direção essa a mais relevante dentro dos deslocamentos observados. Também foram considerados resultados dos demais casos de carga. A partir destes valores e da geometria da manga de eixo, foram calculadas as torções relevantes à validade do projeto, exibidas no final da tabela 12, abordados na seção 4.3.2.1. Os casos de carga são discriminados conforme descrito na seção 4.2.2, sendo divididos então em combinado, lateral e longitudinal, relativo ao caso de carregamento do pneu.

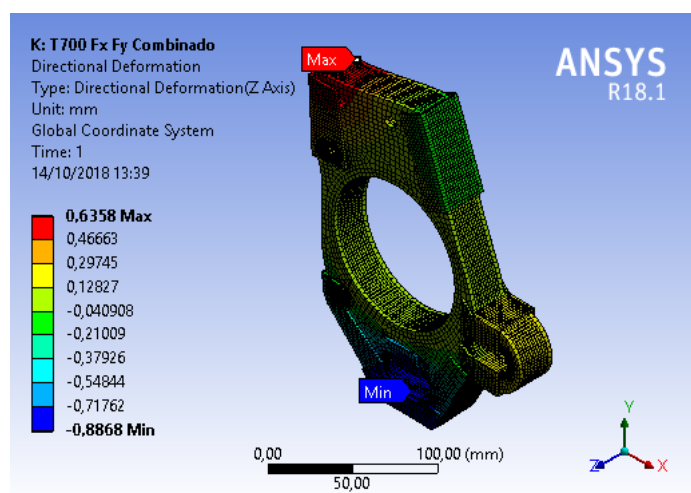


Figura 69 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Isométrica.

Como mencionado na seção 4.3.2.1, a deflexão angular mais crítica a ser analisada é a torção em torno do eixo vertical (Z), por sua influência direta nas forças laterais no pneu. O projeto do ano de 2015, atualmente vigente, apresenta, sob o carregamento mais crítico observado para tal parâmetro (longitudinal), deflexão de $0,33^\circ$ (APUAMA, 2017), valor este superior ao encontrado no projeto em sanduíche de fibra de carbono, de $0,30^\circ$. Visto

Tabela 12 – Critérios de falha críticos, deslocamentos lineares e angulares do corpo sanduíche.

Deslocamento/Fator de Falha	Caso de Carregamento			Unidade
	Combinado	Longitudinal	Lateral	
Tsai Wu - Face Pico	1,0345	0,7306	0,5413	
Tsai Wu - Face Distribuído	0,6789	-	-	
Tsai Wu - Espuma Pico	3,1984	2,7282	2,3101	
Tsai Wu - Espuma Distribuído	0,7418	0,7877	0,5318	
Enrugamento de Face	0,4119	0,4619	0,3283	
Desl. Suporte Superior	0,3245	0,0500	0,3275	mm
Desl. Suporte Braço de Direção 1	0,1501	0,3523	-0,0031	mm
Desl. Suporte Braço de Direção 2	0,1430	0,4757	-0,0710	mm
Desl. Suporte Inferior 1	-0,8028	-0,4095	-0,6622	mm
Desl. Suporte Inferior 2	-0,8828	-0,4391	-0,7397	mm
Dist. Braço de Direção ao Centro		80		mm
Dist. Entre Suportes da Suspensão		190		mm
Torção do Eixo em Z (Esterçamento)	0,10	0,30	-0,03	Graus
Torção do Eixo em X (Cambagem)	0,35	0,14	0,31	Graus

que o conceito anterior apresentava performance satisfatória neste quesito, considera-se aceitável o valor obtido em simulação. A deflexão angular em torno do eixo horizontal (X) encontrada de $0,35^\circ$, referente à inclinação de cambagem, também apresenta valores satisfatórios, uma vez que a margem de erro em si de ajuste de cambagem no veículo é de $0,5^\circ$.

Uma vez que os fatores de falha apresentados encontram-se abaixo do limite definido pelo fator de segurança, a peça pode ser considerada plenamente dimensionada.

Como resultado do processo de dimensionamento da peça, obteve-se a configuração exibida na figura 70. Os reforços em fibra de carbono tem todos a espessura de $2mm$, as faces, $4mm$ e o núcleo, $20mm$.

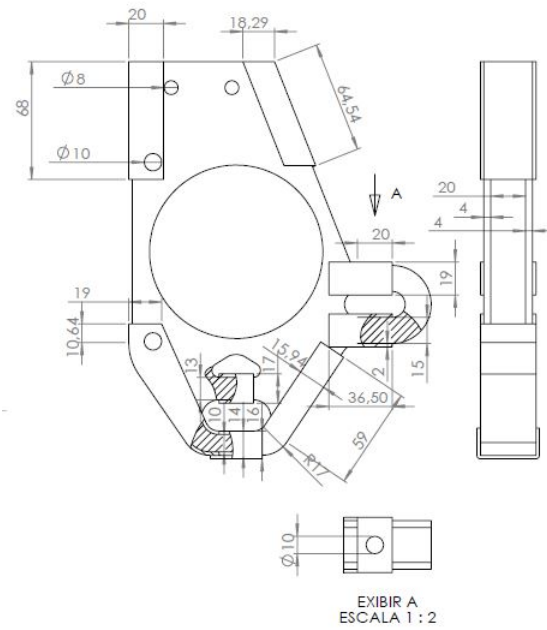


Figura 70 – Dimensões finais do corpo sanduíche da manga de eixo.

A estratégia de reforços em fibra utilizada pode ser melhor observada por meio de uma vista explodida, na figura 71.

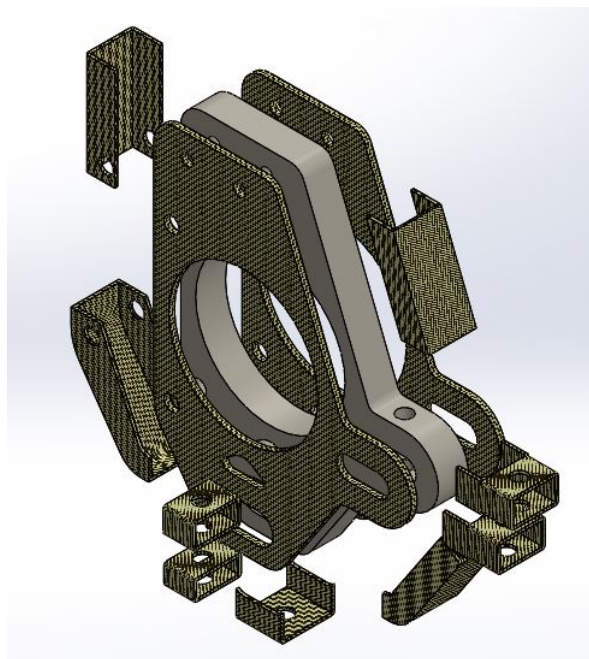


Figura 71 – Vista explodida de reforços em fibra de carbono na estrutura sanduíche.

A documentação completa dos resultados das simulações pode ser vista no apêndice C.

4.3.3 Simulação do Suporte da Pinça de Freio.

A partir de esforços, conceito e material previamente definidos, foi feita a modelagem da peça no ambiente de simulação numérica. A peça foi apoiada por suportes de compressão pura em suas interfaces de contato com parafusos e o corpo da manga. O Torque de frenagem foi aplicado no centro da roda, para ser reagido nos furos de apoio da pinça. A configuração de ensaio pode ser vista na figura 72.

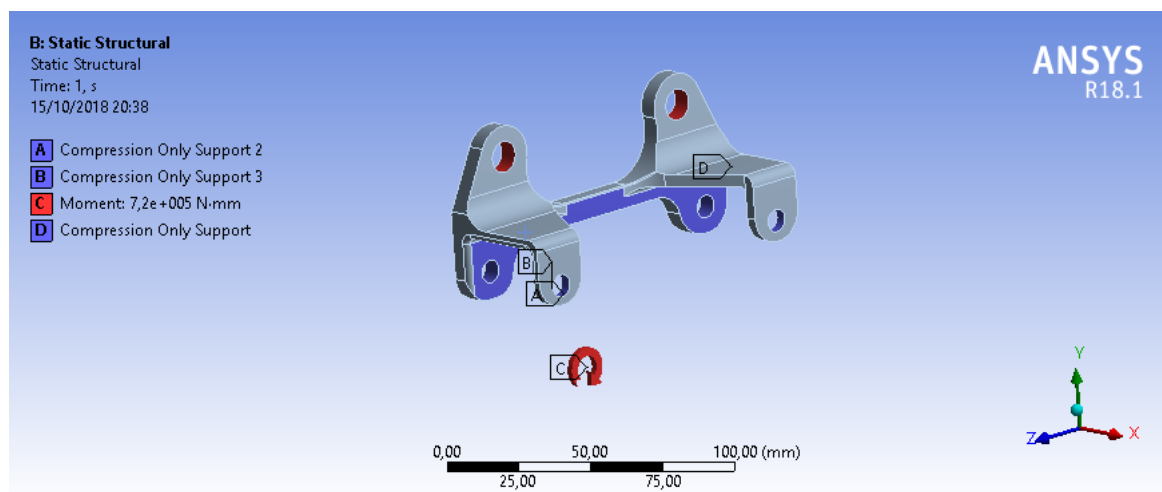


Figura 72 – Configuração de simulação do suporte da pinça de freio.

A malha foi formada a partir de elementos tetraédricos, pela sua maior versatilidade em compreender geometrias mais complexas. Os elementos foram refinados próximos a pontos críticos de tensões. O resultado final da simulação e sua malha podem ser vistos na figura 73.

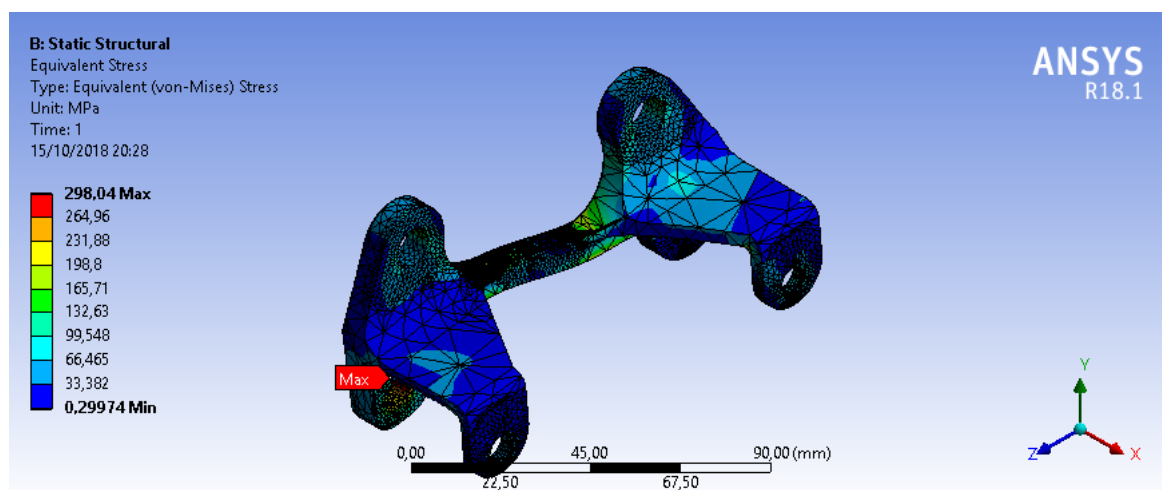


Figura 73 – Tensão Equivalente de Von Mises no Suporte da Pinça de Freio.

A partir da tensão equivalente máxima de 298MPa e do limite de escoamento de 390MPa , pode-se calcular um fator de falha de 0,764 ou um fator de segurança de 1,308. Como resultado das simulações, pode-se ver as dimensões finais do suporte na figura .

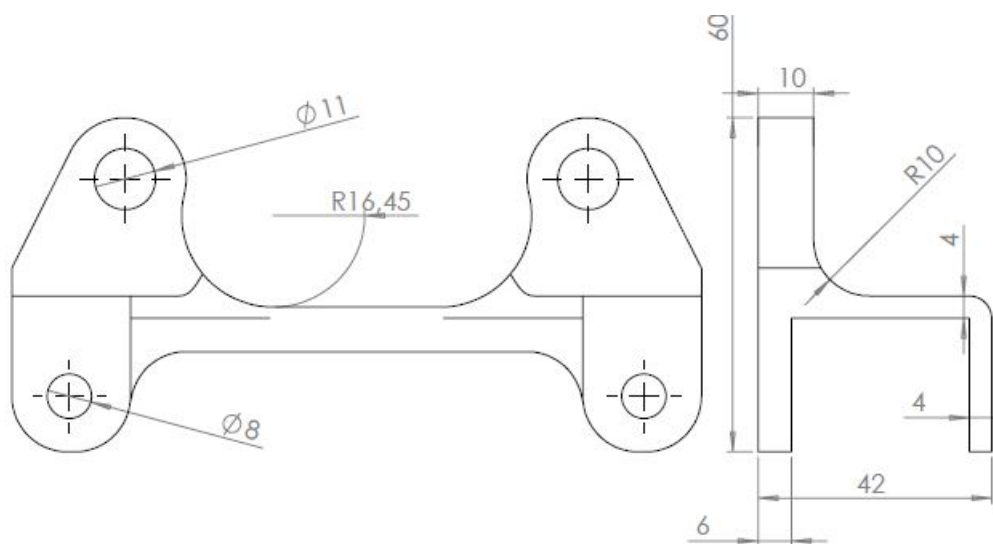


Figura 74 – Dimensões finais do suporte da pinça de freio.

A documentação completa dos resultados das simulações pode ser vista no apêndice

D.

5 Projeto Detalhado

5.1 Travamento de Elementos de Fixação

Por restrições de regulamento, todo parafuso utilizado tem que contar com um método que evite que o mesmo se solte por efeito de vibrações, fenômeno intenso em veículos de corrida. Na maioria dos componentes do veículo são utilizadas porcas auto-travantes com interface de nylon. No entanto, devido às restrições geométricas presentes na manga de eixo, o espaço entre o suporte da pinça de freio e o disco de freio não permite o conceito de fixação normalmente utilizado. A situação é ilustrada pela figura 75. Para contornar o problema, adotou-se o método de intertravamento de parafusos com arame de freio, eliminando assim a necessidade do uso de porcas na outra extremidade do parafuso. A peça conta um furo roscado para fixação do parafuso. A solução, aceita em regulamento, impede que um parafuso se solte, ao acoplar a sua rotação em um sentido com a rotação no sentido inverso de um parafuso adjacente, como visto na figura 77.

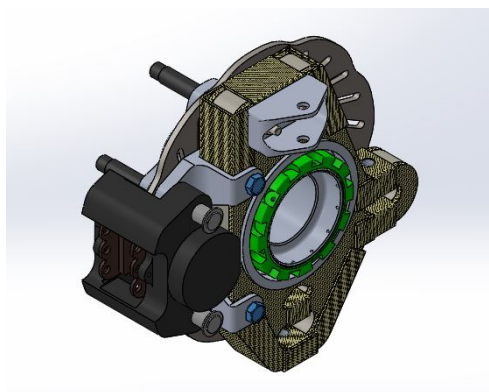


Figura 75 – Vista Isométrica da Montagem com Parafusos da Pinça em Destaque (Azul).

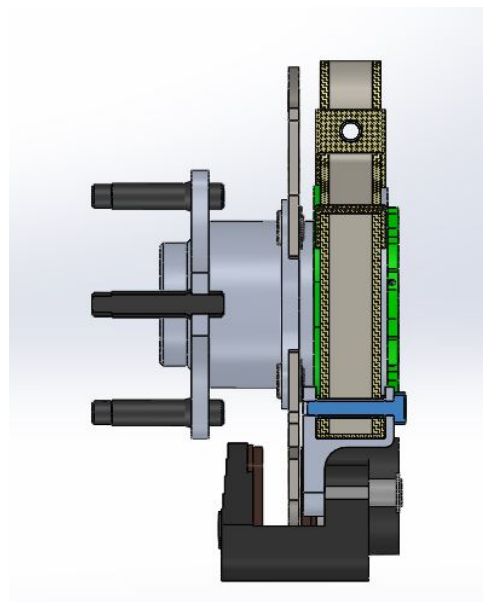


Figura 76 – Vista em Corte de Parafuso da Pinça.



Figura 77 – Exemplo de aplicação de arame de freio no protótipo 2017 (APUAMA, 2017).

Os demais parafusos serão travados com porcas auto-travantes, por se tratar do método de mais simples manuseio.

5.2 Tolerâncias Geométricas e Dimensionais

O estudo de tolerâncias geométricas é essencial em peças de interface. A montagem e o contato seguro entre as peças durante a operação são as prioridades desse processo.

Os casulos dos rolamentos do cubo de roda são os principais exemplos de peças de interface com dimensões críticas. Por serem encaixados entre si, o contato existente entre os mesmos não pode ter folgas. No contato com os rolamentos, é essencial o ajuste preciso no encaixe. No entanto, o sistema não depende de interferência para a sua fixação. Por isso, ambos os contatos (Casulo-Casulo/Casulos-Rolamentos) devem apresentar grau de interferência leve, o que se caracteriza por ajuste transicional. Conforme indicado no catálogo SKF, referência para projetos com rolamentos, o ajuste indicado é o "J7", tomando a referência do eixo-base, onde o eixo permanece na linha nula. O mesmo princípio pode ser aplicado na interface entre casulos, onde o casulo de face de contato interna permanece com tolerância de ajuste de eixo "h6" e a face externa, "J7". Longitudinalmente, é importante garantir o contato das extremidades com as faces de fibra de carbono. Portanto, chega-se às dimensões na figura 78 (SKF, 2013).

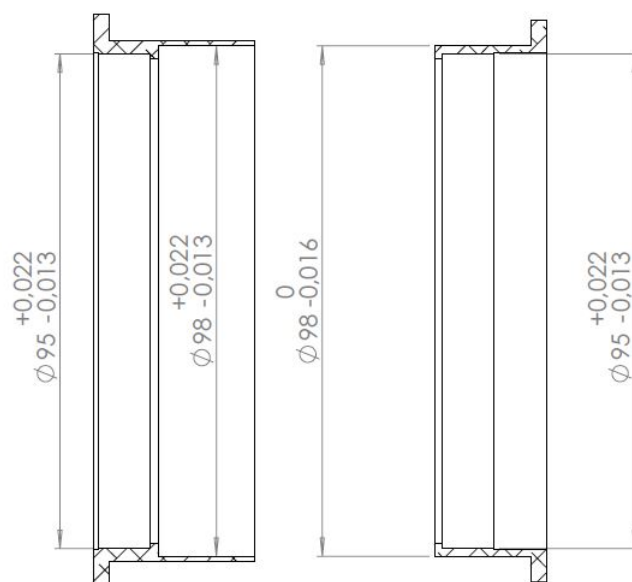


Figura 78 – Tolerâncias diametraes nos casulos de rolamentos.

Diâmetros internos de orifícios para parafusos devem possuir afastamento tal, de modo a permitir a translação axial livre do parafuso no mesmo. Considerando a classe de ajuste mais restrita para parafusos, adota-se diâmetros de $8,4mm$ e $6,40mm$ para parafusos M8 e M6, respectivamente (OBERG, 2000).

Demais tolerâncias, para delimitar a aderência da manufatura ao modelo, serão definidas em $+ - 0,1mm$.

5.3 Considerações de Fabricação

Como já descrito, a fabricação será com base no corpo sanduíche, a ser laminado e submetido ao vácuo em *vacuum bag*, conforme processo abordado na seção 2.6.4, de acordo com as especificações de temperatura apresentadas na seção 4.1.

Uma vez que a fibra de carbono se dispõe em lâminas, essa tem dimensões discretas de empilhamento. Para as espessuras nominais de $4mm$ e $2mm$, utilizando-se respectivamente 18 e 9 lâminas da fibra T700 de espessura $0,22mm$ obtém-se dimensões de $3,96mm$ e $1,98mm$, respectivamente. Essas foram adotadas sem demais análises, uma vez que têm desvio desprezível em relação às dimensões nominais analisadas.

A chapa em sanduíche laminada deve então ser usinada no formato base do corpo, por meio de uma fresadora CNC 3 eixos, com raio mínimo de curvatura de $5mm$.

Os reforços em fibra devem então ser cortados em sua forma plana e laminados sobre as respectivas superfícies de contato. Por fim, a peça deve ser submetida ao mesmo processo de vácuo anteriormente executado. Desenhos de fabricação com detalhes dos padrões planos e posicionamento dos mesmos na manga podem ser consultados no apêndice

E.

É necessário especial cuidado ao se realizar furos em laminados sanduíche, visto que, ao atravessar o corpo, a broca deve furar uma camada de fibra, exercendo força de modo a descolar a face final do núcleo. Para evitar que isso aconteça, deve-se utilizar apoios para a furação. No caso do furo central do suporte inferior, é necessário fabricar um apoio que caiba no espaço disponível. Para os demais furos, basta manter a peça sobre um apoio de madeira, que possa ser furado na ocasião.

Os furos posicionados na parte superior do corpo da manga têm seu posicionamento especialmente crítico, uma vez que não possuem referência precisa para a colocação dos alvos de furo. Para facilitar no processo de furação e garantir o seu sucesso, foi concebido um gabarito em impressão 3d. Para fins de economia de material, somente um dos furos do suporte da pinça de freio foi contemplado no gabarito, sendo o segundo furo posicionado a partir da utilização do próprio suporte da pinça freio como referência.

Os anteparos de furação intermediários e o gabarito de furação superior estão ilustrados na figura 79.

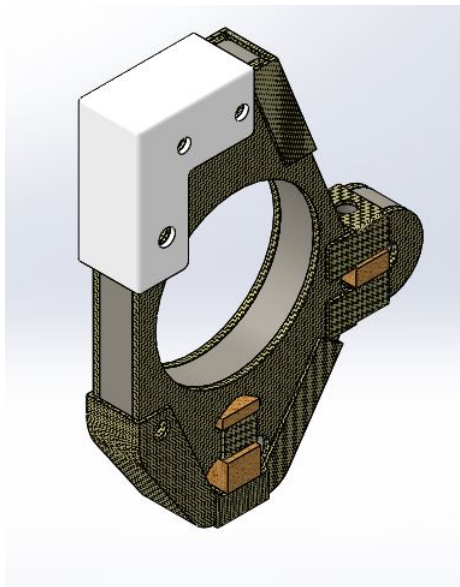


Figura 79 – Disposição de Gabarito e anteparos para furação.

5.4 Estimativa de Custos

A partir de uma compilação dos materiais envolvidos na composição e fabricação do projeto, exibida nas tabelas 14 e 15, puderam ser levantados os principais custos envolvidos. O custo dos materiais auxiliares de fabricação foi estimado com base na experiência da equipe com fornecedores locais e patrocinadores. O custo da fibra de carbono e da espuma estrutural, baseado nas demandas totais levantadas, foi definido a partir de valores praticados por fornecedores e na cotação do dólar, arredondada em R\$3,50 para o câmbio no momento da consulta. O sumário de custos pode ser visto na tabela 13.

Tabela 13 – Principais Custos de Materiais

Item	Quantidade	Unidade	Preço
Fibra de Carbono	2,3	m^2	R\$ 1.000,00
Espuma Estrutural	0,05	m^2	R\$ 100,00
Alumínio Liga	3,1	kg	R\$ 200,00
Materiais Auxiliares			R\$ 300,00
Total			R\$ 1600,00

6 Conclusões e Sugestões

Utilizando $2,3m^2$ de fibra de carbono de alta performance, $0,2kg$ de espuma estrutural de divinil e $3,1kg$ de alumínio de liga, o conceito proposto no presente projeto atende às especificações delimitadas pela sua aplicação. A massa final estimada do conjunto é de 670 g , o que não cumpre estritamente com a meta proposta na seção 3.6, que foi de 510 g . No entanto, o resultado representa avanços significativos em relação aos demais conceitos comparados. O conceito vigente, do projeto de 2015, tem massa de 1232 g . Desta forma, o projeto apresentado possibilita uma diminuição de 45% na massa do conjunto em estudo.

Como definido na seção 5.4, cada unidade tem seu custo estimado em $R\$1600,00$, o que está acima do esperado inicialmente para o conceito. Tal valor é uma consequência da utilização de materiais de alta performance, exigidos pelas restrições geométricas e pela natureza dos esforços incidentes no elemento.

A alta exigência dos casos de esforço contemplados na análise estrutural requiriu a utilização de materiais de alta performance, como é o caso da fibra de carbono pré-impregnada Toray - T700. A natureza de reação de esforços por meio de estruturas sanduíche também exigiu a utilização de um material de núcleo com propriedades avançadas, para evitar a sua falha por cisalhamento.

Tendo em vista a simplicidade de fabricação e a análise satisfatória da integridade estrutural realizada, o projeto é de viável aplicação para a equipe, dependendo somente da capacidade financeira da equipe e das condições mercadológicas da fibra de carbono, no momento da compra do material.

Embora o ciclo de vida de uma peça de automobilismo estudantil seja curto e dispense maiores considerações acerca de esforços cíclicos em uma primeira análise, um possível futuro trabalho seria o estudo da fadiga em estruturas sanduíche para mangas de eixo.

Outra possível vertente de desenvolvimento futuro seria o desenvolvimento de um outro conceito para a manga de eixo em fibra de carbono, como o conceito de cascas ocas. A eliminação do núcleo e a presença de fibra de carbono em diferentes planos poderia resultar em uma estrutura mais eficiente, requerendo assim menos camadas de fibra de alta performance ou materiais mais baratos, às custas de um processo de fabricação mais

caro e complicado.

Desta forma, o resultado final, visto na figura , encontra-se detalhado em sua íntegra por meio de desenhos de fabricação, presentes no apêndice E. O detalhamento dos componentes diretos e indiretos do projeto encontra-se no apêndice F, nas tabelas 14 e 15.

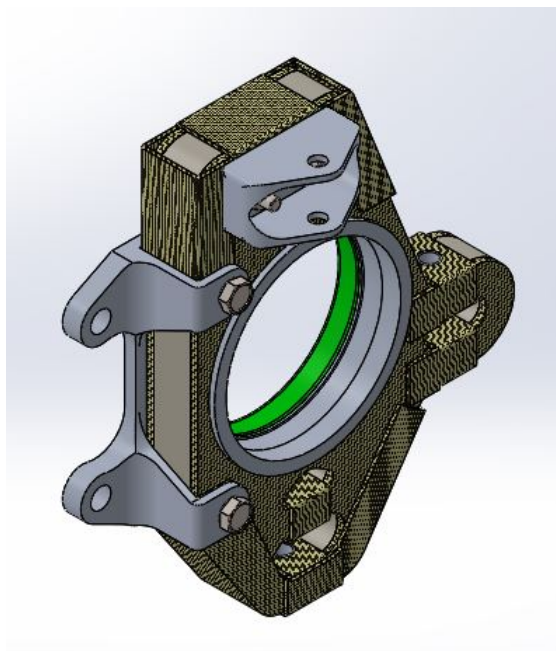


Figura 80 – Manga de eixo dianteira esquerda em sanduíche de fibra de carbono e espuma estrutural com insertos e suportes em alumínio.

Referências

- AGARWAL, B. D. *Analysis and Performance of Fiber Composites*. 3. ed. New Delhi, India: Wiley India Pvt. Ltd., 2015. ISBN 9788126536368. Citado na página 25.
- AGATE, A. G. A. T. E. *A – Basis and B – Basis Design Allowables for Epoxy – Based Prepreg TORAY T700SC-12K-50C/2510 Plain Weave Fabric [SI Units]*. Wichita, KS 67260-0093, 2002. 258 p. Citado 2 vezes nas páginas xiii e 66.
- APUAMA, R. *Equipe de Formula SAE Apuama Racing*. 2017. Acesso em 20/03/2018. Disponível em: <<https://www.facebook.com/ApuamaRacing/>>. Citado 17 vezes nas páginas vi, viii, ix, 1, 2, 3, 4, 8, 11, 13, 14, 48, 49, 58, 77, 79 e 85.
- ASTM-INTERNATIONAL. *Standard Test Method for In-Plane Shear Response of Polymer Matrix Composite Materials by Tensile Test of a +-45 Laminate*. West Conshohocken, U.S.A., 2001. 7 p. Citado 3 vezes nas páginas vii, 22 e 23.
- ASTM-INTERNATIONAL. *Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials*. West Conshohocken, U.S.A., 2007. 14 p. Citado 2 vezes nas páginas vii e 21.
- BOSCH, R. *Manual de Tecnologia Automotiva*. 25. ed. São Paulo, SP, Brasil: Edgard Blücher, 2004. ISBN 8521203780. Citado 5 vezes nas páginas viii, 9, 10, 41 e 42.
- BRASIL, P. H. *Desenvolvimento e análise comparativa de três simuladores de volta para carros de corrida*. Universidade de Brasília, 2018. Citado 7 vezes nas páginas vii, viii, ix, 39, 40, 70 e 74.
- CALSPAN. *Motorsport Tire Testing*. 2018. Acesso em 05/04/2018. Disponível em: <<https://www.calspan.com/services/transportation-testing-research-equipment/tire-performance-testing/motorsports-tire-testing/>>. Citado 3 vezes nas páginas vii, 30 e 32.
- CASE, D. Sae technical paper 962509. 1996. Acesso em 02/04/2018. Disponível em: <<https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>>. Citado na página 1.
- CLARKE, P. *Pat's Seven Deadly Sins of FS Design*. 2012. Acesso em 13/04/2018. Disponível em: <<https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/pats-seven-deadly-sins-of-fs-design/>>. Citado 2 vezes nas páginas vi e 16.
- COLLINS, J. A. *Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas*. [S.l.]: Editora LTC, 2006. ISBN 9788521618249. Citado 2 vezes nas páginas 64 e 65.
- DELFT, T. *Formula Student Team Delft*. 2018. Acesso em 13/04/2018. Disponível em: <<https://www.facebook.com/FSteamDelft/>>. Citado 2 vezes nas páginas vii e 19.

- DIAS, A. *Blog Carros in Foco*. 2018. Acesso em 13/04/2018. Disponível em: <<http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2018/01/funcionamento-e-detalhes-do-sistema-de-supensao-mcpherson/>>. Citado 2 vezes nas páginas vi e 12.
- DINIZ, P. A. Projeto de um conjunto de mangas de eixo para um veículo fórmula sae. Universidade de Brasília, 2017. Citado 2 vezes nas páginas viii e 50.
- EVONIK, E. R. E. G. *Technical Information ROHACELL HERO Product Information*. 64293 Darmstadt, Alemanha, 2018. 2 p. Citado 2 vezes nas páginas xiii e 67.
- GGD-METALS. *Catálogo Técnico Aços e Metais*. Av. Interlagos, 3332 - São Paulo - SP, 2018. 9 p. Citado 2 vezes nas páginas xiii e 67.
- GIBSON, L. *Lecture 16-17, Sandwich Panel Notes, 3.054*. 2015. Acesso em 23/05/2018. Disponível em: <https://ocw.mit.edu/courses/materials-science-and-engineering/3-054-cellular-solids-structure-properties-and-applications-spring-2015/lecture-notes/MIT3_054S15_L17_trans.pdf>. Citado 4 vezes nas páginas vii, 27, 28 e 29.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 1560911999. Citado 2 vezes nas páginas vi e 17.
- JAZAR, R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. 3. ed. New York, NY, U.S.A.: Springer, 2009. ISBN 9780387742434. Citado 8 vezes nas páginas vi, vii, viii, 10, 15, 17, 18 e 69.
- JONES, R. M. *Mechanics of Composite Materials*. 2. ed. London, UK: Taylor and Francis, 1999. ISBN 156032712X. Citado 8 vezes nas páginas vii, 18, 19, 20, 21, 22, 23 e 24.
- MENDONÇA, P. de T. R. *Materiais Compostos e Estruturas-sanduíche : Projeto e Análise*. 1. ed. Barueri, SP: Manole, 2005. ISBN 8520418821. Citado na página 26.
- MILLIKEN, D. L. M. W. F. *Race Car Vehicle Dynamics*. 2. ed. Warrendale, PA, U.S.A.: Society of Automotive Engineers, 1954. ISBN 1560915269. Citado 8 vezes nas páginas vii, 15, 33, 34, 35, 36, 37 e 38.
- NETO, F. L. *Compósitos estruturais: ciência e tecnologia*. 1. ed. São Paulo, SP: Blucher, 2006. ISBN 9788521203971. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 25.
- NTNU, R. *Página do Facebook da equipe NTNU*. 2017. Acesso em 13/04/2018. Disponível em: <<https://www.facebook.com/RevolveNTNU/photos/fpp.198180756870030/1678214972199927/?type=3&theater>>. Citado 2 vezes nas páginas viii e 51.
- OBERG, E. *Machinery's Handbook*. 26. ed. New York, U.S.A.: Industrial Press Inc., 2000. ISBN 0831126256. Citado na página 86.
- PACEJKA, H. B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. 3. ed. Delft, Netherlands: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 9780080970165. Citado 2 vezes nas páginas vii e 31.
- ROCKWEST, C. *SANDWICH PANEL - CARBON FIBER - TWILL SKIN - FOAM CORE*. 2018. Acesso em 29/05/2018. Disponível em: <<https://www.rockwestcomposites.com/cffs-mm-dl-group>>. Citado 2 vezes nas páginas vii e 26.
- SAE-INTERNATIONAL. *2017-18 Formula SAE® Rules*. Warrendale, PA, USA, 2016. 5 p. Citado 2 vezes nas páginas xiii e 9.

SKF, G. *Rolling Bearings Catalogue*. [S.l.], 2013. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 85.

SMITH, C. *Tune to Win*. Fallbrook, CA, U.S.A.: Aero Publishers, 1978. ISBN 0879380713. Citado na página 16.

SONNERLIND, H. *Singularities in Finite Element Models: Dealing with Red Spots*. 2015. Acesso em 02/11/2018. Disponível em: <<https://br.comsol.com/blogs/singularities-in-finite-element-models-dealing-with-red-spots/>>. Citado na página 43.

SRIKARI, D. *Composites and Applications*. 2005. Acesso em 13/04/2018. Disponível em: <<http://164.100.133.129:81/econtent/Uploads/Session-15-Composites%20and%20Applications.pdf>>. Citado 2 vezes nas páginas vii e 20.

Apêndices

A Rotinas de Cálculo de Esforços

Rotina para cálculo de reações nos braços de suspensão a partir de forças de contato pneu-solo.

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
tfo=[-2500 0 1250]; %tire force (N)- positivo nos eixos coordenados  
ato=20000; %aligning torque (Nmm)
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
cuf=[270 297 251]; %chassis upper front  
cur=[-170 304 221]; %chassis upper rear  
clf=[270 286 99]; %chassis lower front  
clr=[-170 296 149]; %chassis lower rear  
uup=[-20 557.5 355.35]; %upright upper  
ulo=[0 574 165.35]; %upright lower  
trc=[60 177.8 150]; %tie rod chassis  
tru=[60 600 230]; %tie rod upright  
pru=[0 524 215]; %push rod upright  
prc=[0 400 320]; %push rod chassis  
tpc=[0 650 0]; %tire print center
```

```
uaf=(uup-cuf)./norm(uup-cuf);  
uar=(uup-cur)./norm(uup-cur);  
laf=(ulo-clf)./norm(ulo-clf);  
lar=(ulo-clr)./norm(ulo-clr);  
trd=(tru-trc)./norm(tru-trc);  
prd=(pru-prc)./norm(pru-prc);
```

```

A=[uaf(1) uar(1) laf(1) lar(1) trd(1) prd(1);

uaf(2) uar(2) laf(2) lar(2) trd(2) prd(2);

uaf(3) uar(3) laf(3) lar(3) trd(3) prd(3);

(uaf(2)*uup(3)-uaf(3)*uup(2)) (uar(2)*uup(3)-uar(3)*uup(2))
(laf(2)*ulo(3)-laf(3)*ulo(2)) (lar(2)*ulo(3)-lar(3)*ulo(2))
(trd(2)*tru(3)-trd(3)*tru(2)) (prd(2)*pru(3)-prd(3)*pru(2));

(uaf(1)*uup(3)-uaf(3)*uup(1)) (uar(1)*uup(3)-uar(3)*uup(1))
(laf(1)*ulo(3)-laf(3)*ulo(1)) (lar(1)*ulo(3)-lar(3)*ulo(1))
(trd(1)*tru(3)-trd(3)*tru(1)) (prd(1)*pru(3)-prd(3)*pru(1));

(uaf(1)*uup(2)-uaf(2)*uup(1)) (uar(1)*uup(2)-uar(2)*uup(1))
(laf(1)*ulo(2)-laf(2)*ulo(1)) (lar(1)*ulo(2)-lar(2)*ulo(1))
(trd(1)*tru(2)-trd(2)*tru(1)) (prd(1)*pru(2)-prd(2)*pru(1))];

B=-[tfo(1);
tfo(2);
tfo(3);
tfo(2)*tpc(3)-tfo(3)*tpc(2);
tfo(1)*tpc(3)-tfo(3)*tpc(1);
tfo(1)*tpc(2)-tfo(2)*tpc(1)+ato];

X=linsolve(A,B);

%X(1)= front upper arm force
%X(2)= rear upper arm force
%X(3)= front lower arm force
%X(4)= rear lower arm force
%X(5)= tie rod force
%X(6)= push rod force
%(positivo em compressão)

```

```
CUFF= uaf*X(1); %upper front arm chassis force
CURF= uar*X(2); %upper rear arm chassis force
CLFF= laf*X(3); %lower front arm chassis force
CLRF= lar*X(4); %lower rear arm chassis force
TRCF= trd*X(5); %tie rod chassis(inboard) force
PRCF= prd*X(6); %push rod chassis(inboard) force
```

B Simulação de validação - Viga Sanduíche Engastada

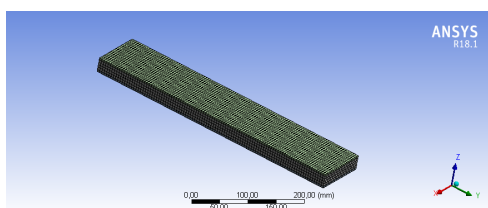


Figura 81 – Malha gerada para simulação de viga sanduíche.

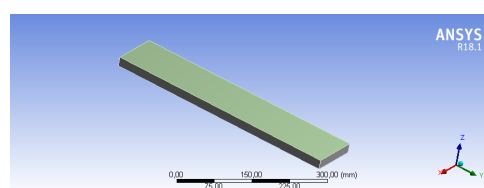


Figura 82 – Configuração para simulação de viga sanduíche.

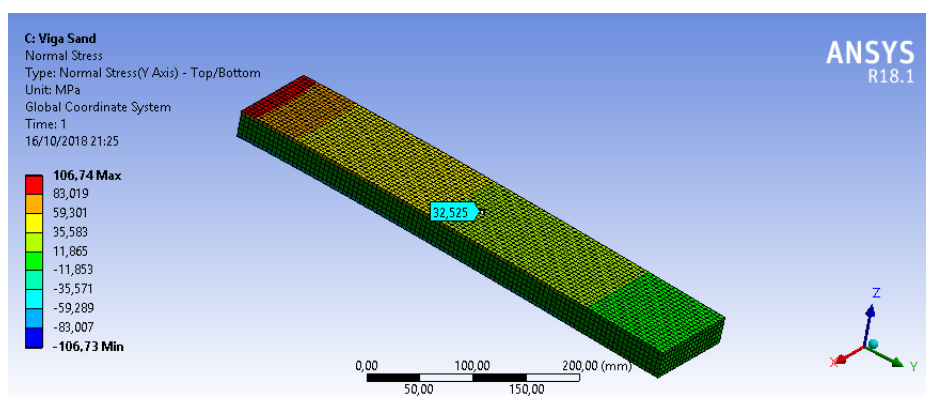


Figura 83 – Resultado para simulação de viga sanduíche.

C Simulação - Sanduíche

C.1 Configuração e Malha

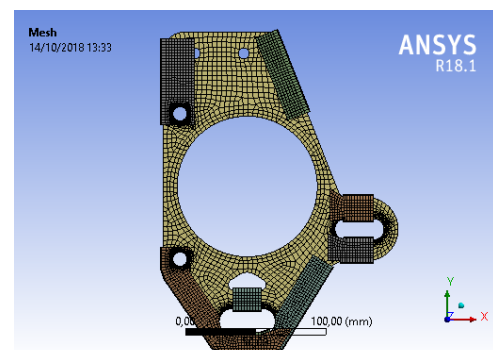
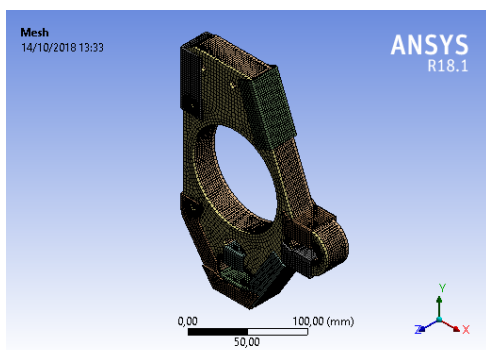


Figura 84 – Simulação do Sanduíche - Malha - Vista Isométrica.

Figura 85 – Simulação do Sanduíche - Malha - Vista Frontal.

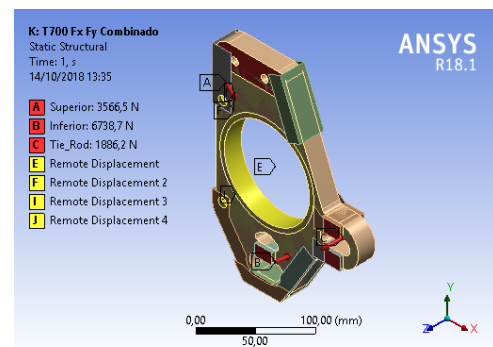
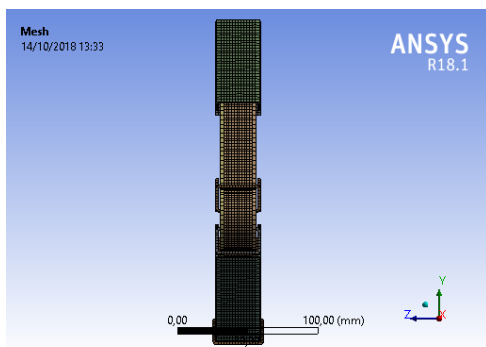


Figura 86 – Simulação do Sanduíche - Malha - Vista Lateral.

Figura 87 – Simulação do Sanduíche - Configuração - Vista Isométrica.

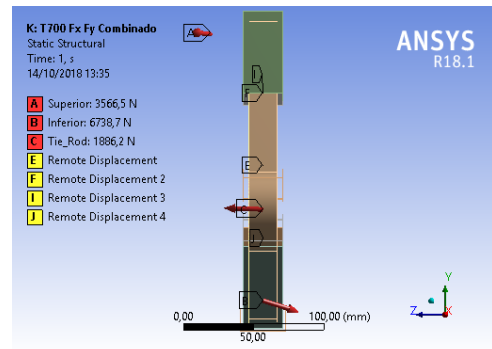
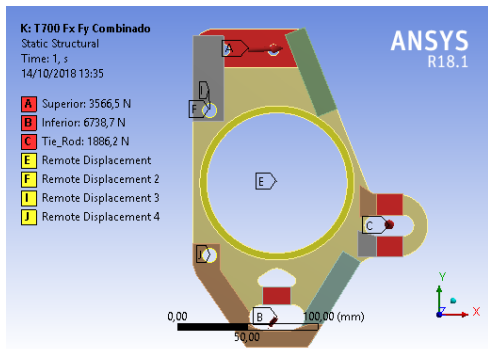


Figura 88 – Simulação do Sanduíche - Con-figuração - Vista Frontal. Figura 89 – Simulação do Sanduíche - Con-figuração - Vista Lateral.

C.2 Caso de Carga Combinado

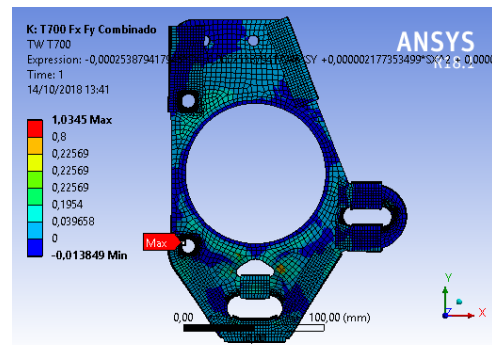
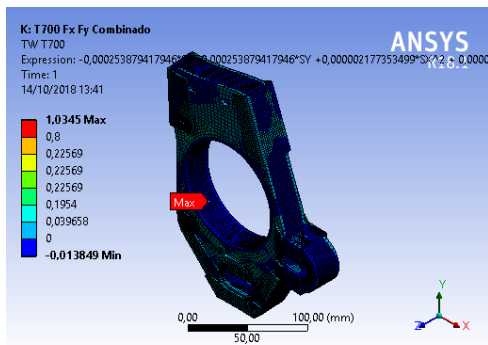


Figura 90 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Vista Isométrica. Figura 91 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Vista Frontal.

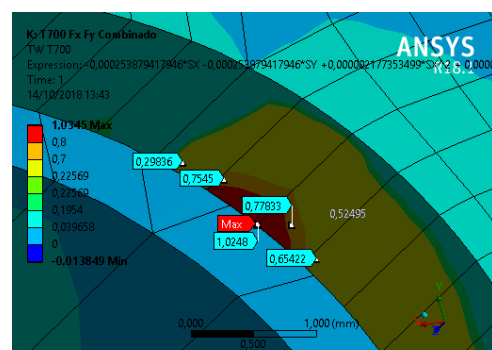
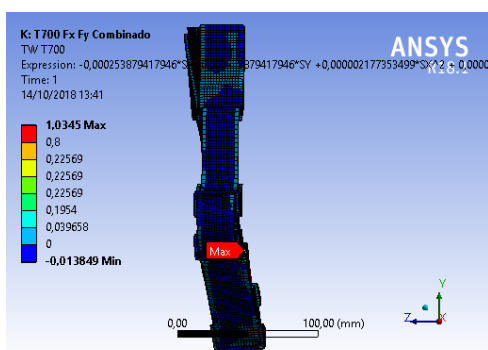


Figura 92 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Vista Lateral. Figura 93 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Pico de Tensão.

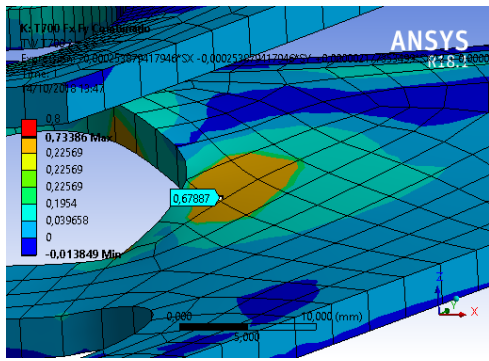


Figura 94 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu na Face - Tensão Máxima Distribuída.

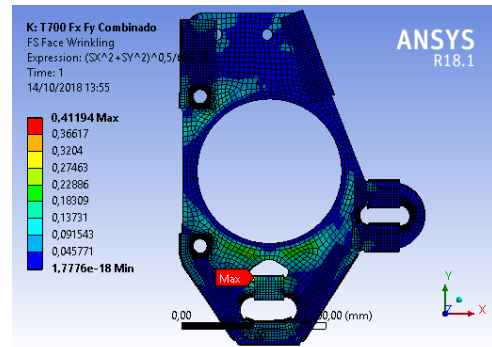


Figura 95 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Enrugamento de Face - Vista Frontal.

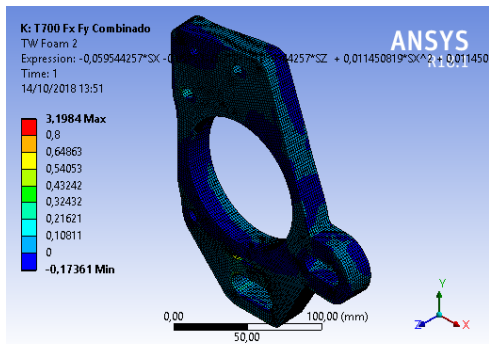


Figura 96 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Vista Isométrica.

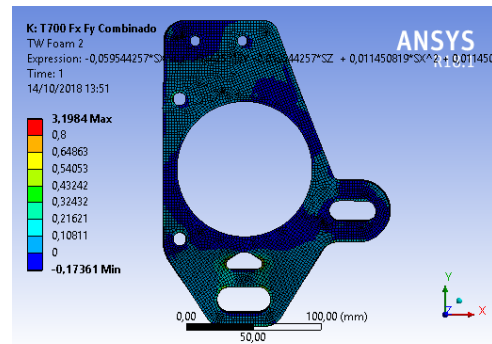


Figura 97 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Vista Frontal.

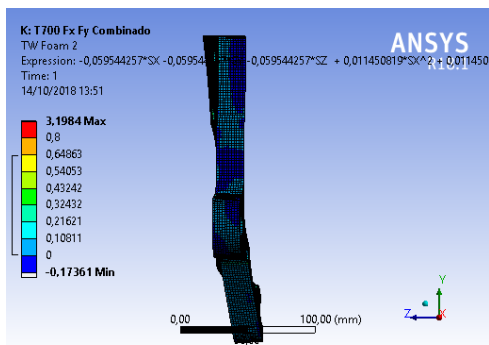


Figura 98 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Vista Lateral.

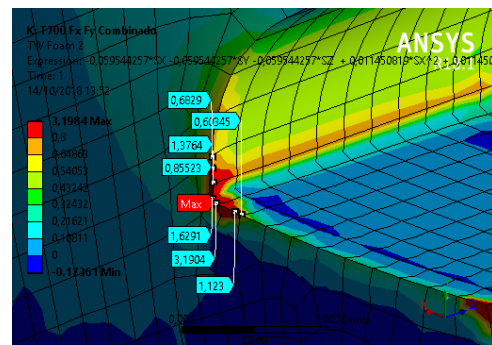


Figura 99 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Pico de Tensão.

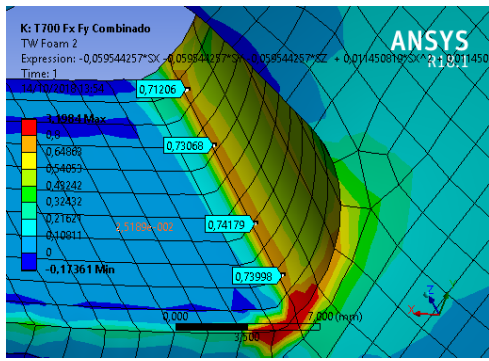


Figura 100 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Tsai Wu no Núcleo - Tensão Máxima Distribuída.

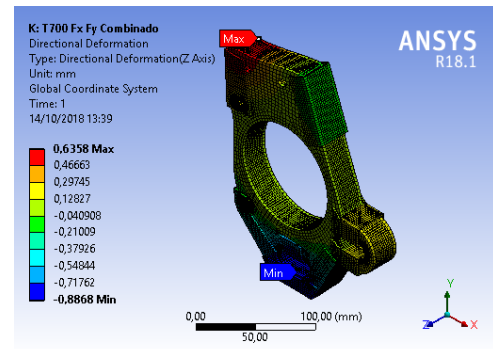


Figura 101 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Isométrica.

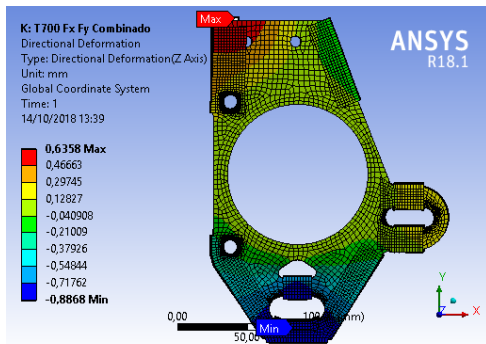


Figura 102 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Frontal.

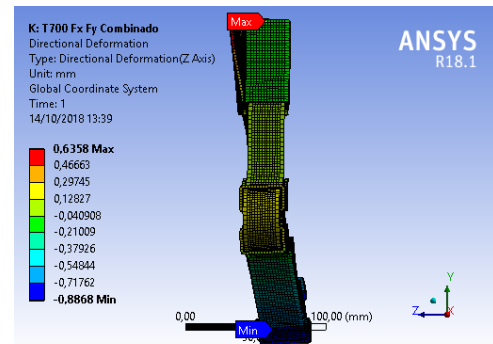


Figura 103 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Combinado - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Lateral.

C.3 Caso de Carga Lateral

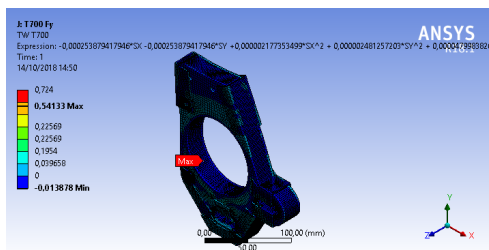


Figura 104 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu na Face - Vista Isométrica.

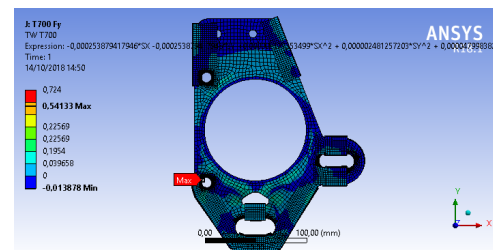


Figura 105 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu na Face - Vista Frontal.

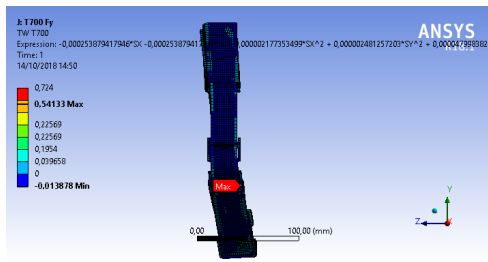


Figura 106 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu na Face - Vista Lateral.

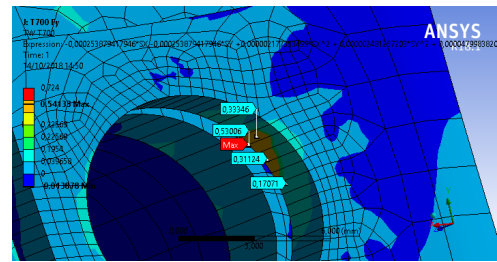


Figura 107 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu na Face - Pico de Tensão.

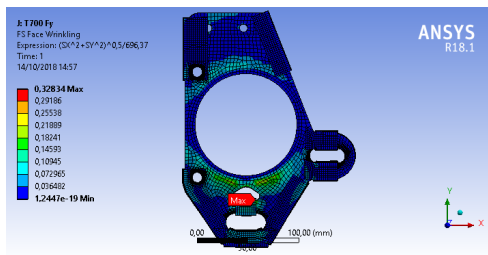


Figura 108 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Enrugamento de Face - Vista Frontal.

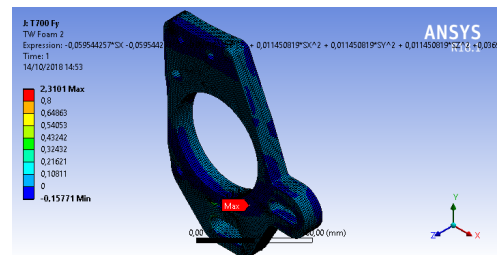


Figura 109 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Isométrica.

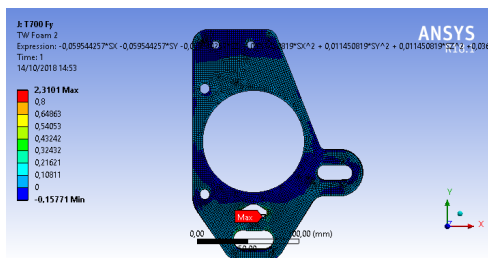


Figura 110 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Vista Frontal.

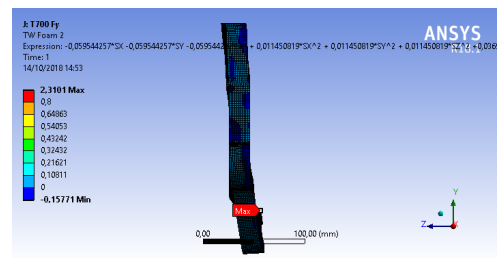


Figura 111 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Vista Lateral.

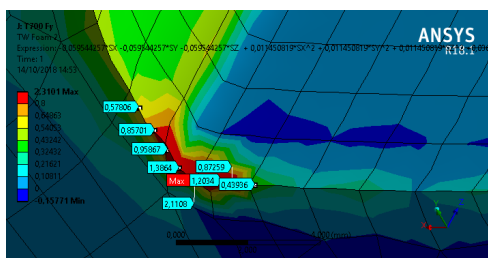


Figura 112 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Pico de Tensão.

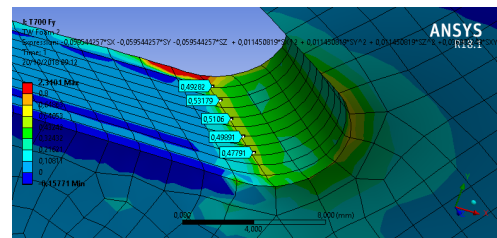


Figura 113 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Tsai Wu no Núcleo - Tensão Máxima Distribuída.

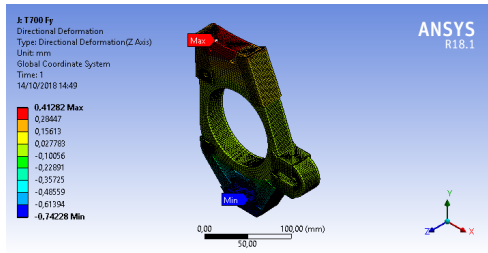


Figura 114 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Isométrica.

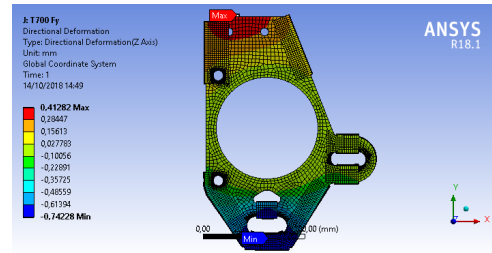


Figura 115 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Frontal.

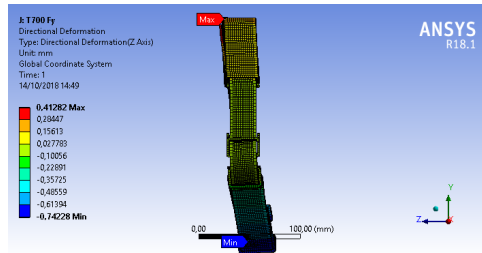


Figura 116 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Lateral - Deformação Direcional no Eixo X - Vista Lateral.

C.4 Caso de Carga Longitudinal

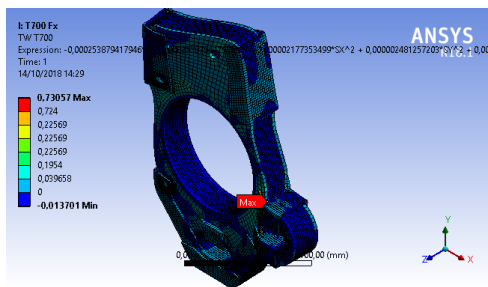


Figura 117 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu na Face - Vista Isométrica.

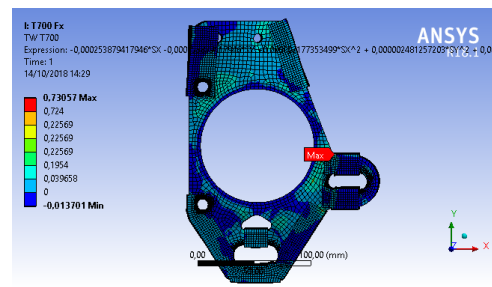


Figura 118 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu na Face - Vista Frontal.

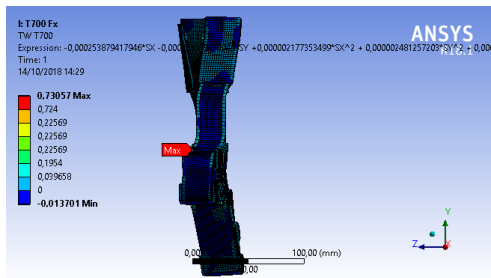


Figura 119 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu na Face - Vista Lateral.

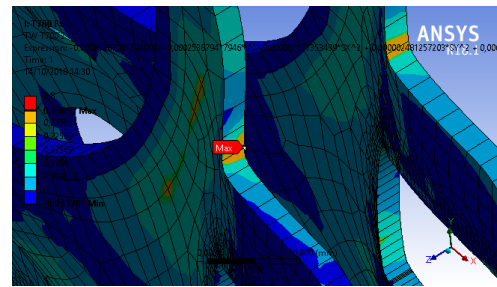


Figura 120 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu na Face - Pico de Tensão.

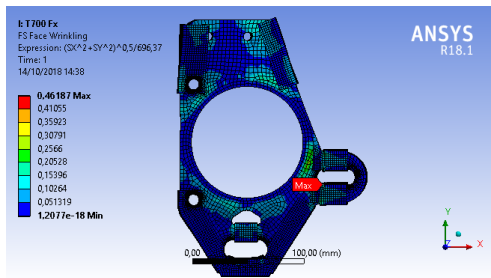


Figura 121 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Enrugamento de Face - Vista Frontal.

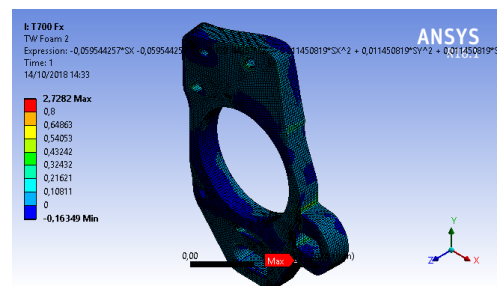


Figura 122 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Isométrica.

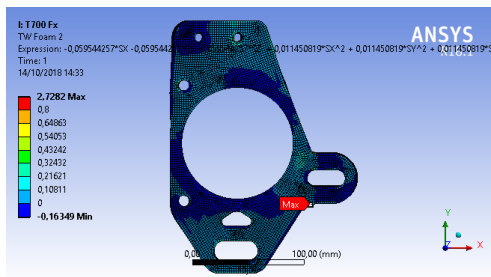


Figura 123 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Vista Frontal.

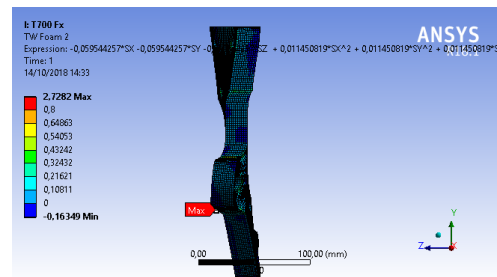


Figura 124 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Vista Lateral.

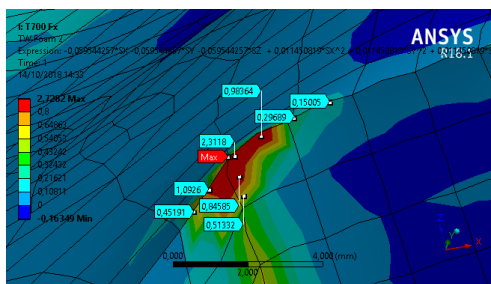


Figura 125 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Pico de Tensão.

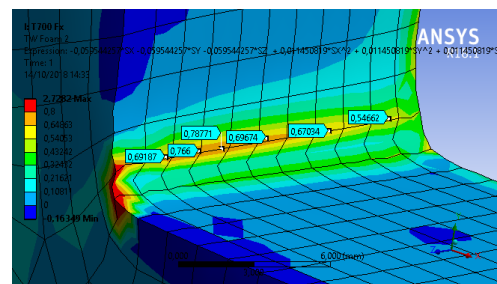


Figura 126 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Tsai Wu no Núcleo - Tensão Máxima Distribuída.

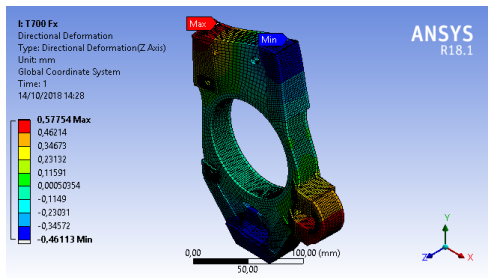


Figura 127 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Deformação Direcional no Eixo Z - Vista Isométrica.

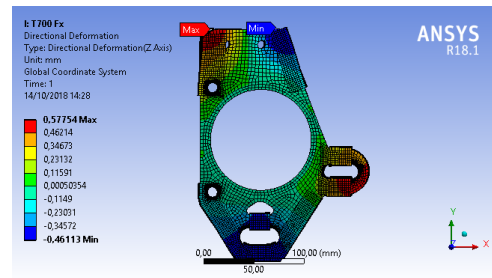


Figura 128 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Deformação Direcional no Eixo Z - Vista Frontal.

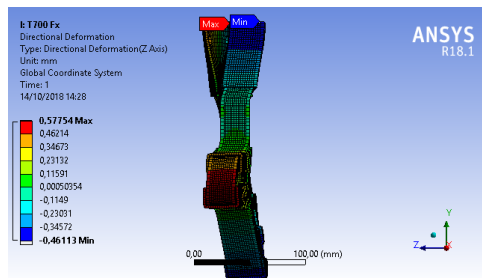


Figura 129 – Simulação do Sanduíche - Caso de Carga Longitudinal - Deformação Direcional no Eixo Z - Vista Lateral.

D Simulação - Suporte da Pinça de Freio

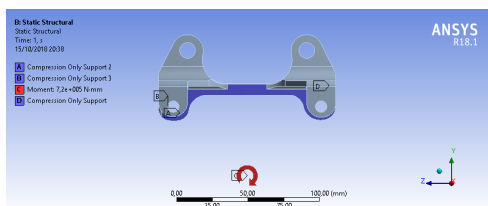


Figura 130 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Configuração de Simulação - Vista Frontal.

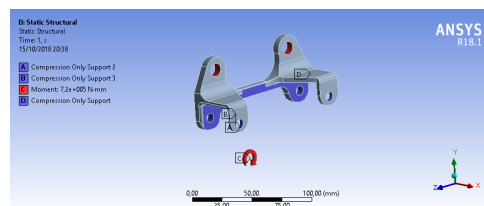


Figura 131 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Configuração de Simulação - Vista Isométrica.

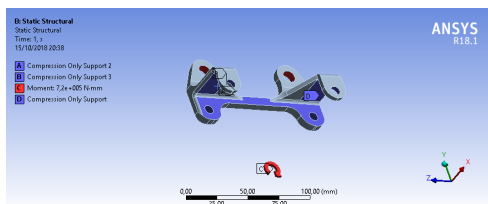


Figura 132 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Configuração de Simulação - Vista em Perspectiva Inferior.

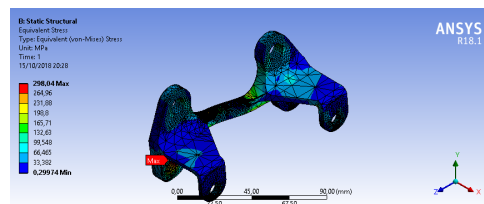


Figura 133 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Tensão Equivalente de Von Mises - Vista Isométrica.

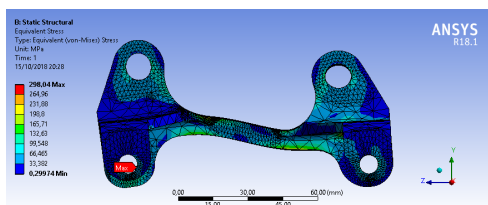


Figura 134 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Tensão Equivalente de Von Mises - Vista Frontal.

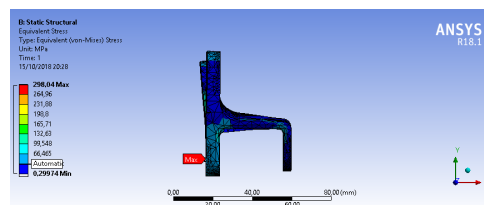


Figura 135 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Tensão Equivalente de Von Mises - Vista Lateral.

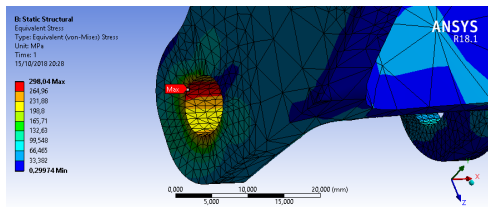


Figura 136 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Tensão Equivalente de Von Mises - Ponto de Tensão Máxima.

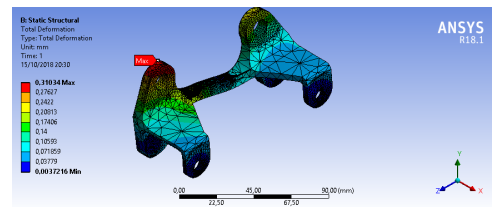


Figura 137 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Deformação Total - Vista Isométrica.

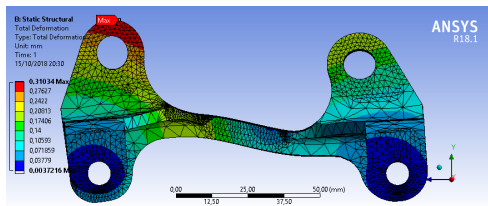


Figura 138 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Deformação Total - Vista Frontal.

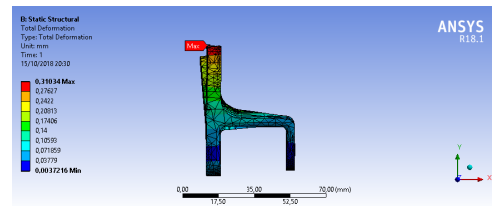
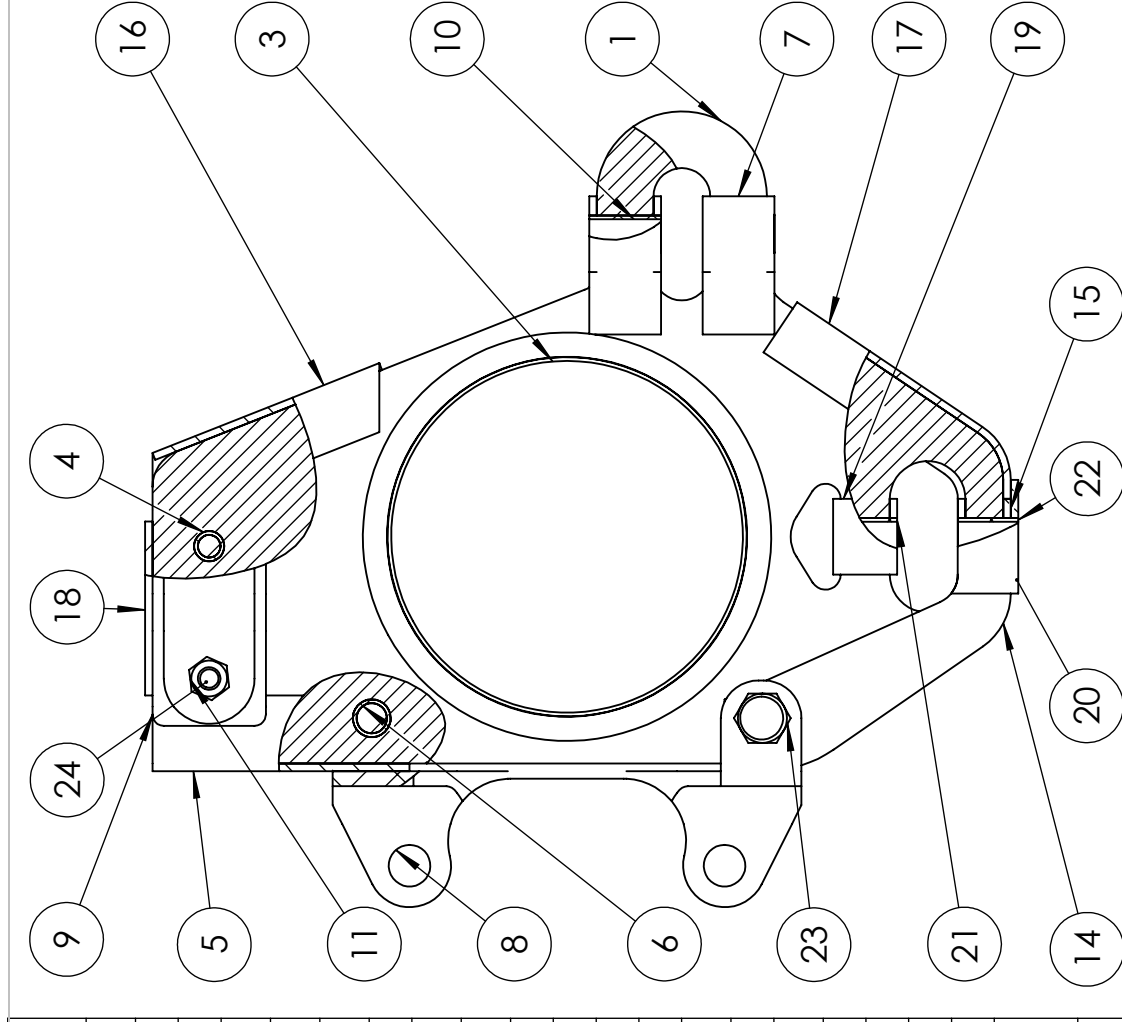


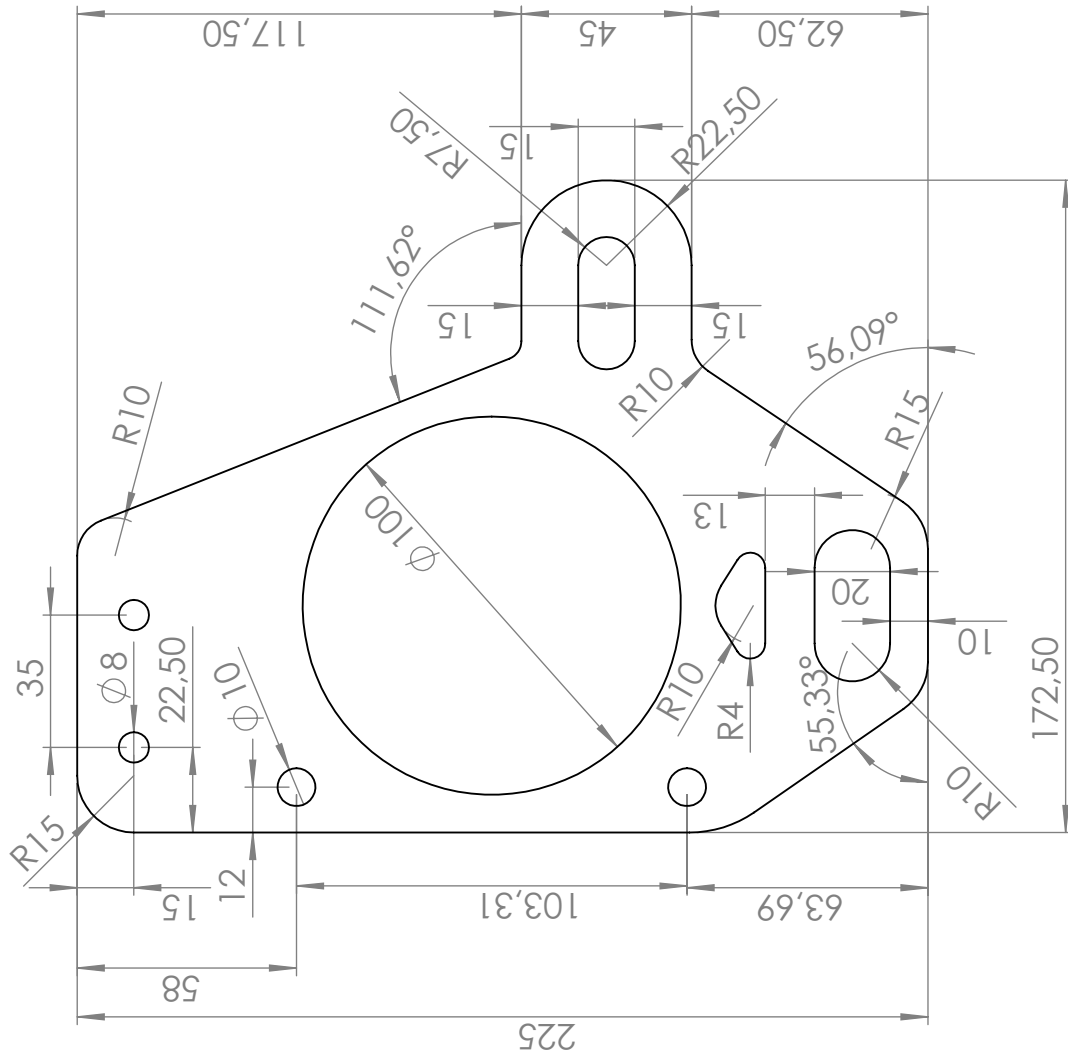
Figura 139 – Simulação do Suporte da Pinça de Freio - Deformação Total - Vista Lateral.

E Desenhos Técnicos

Nº DO ITEM	DENOMINAÇÃO PEÇA	QTD.
1	Corpo Sanduíche	1
2	Casulo Externo	1
3	Casulo Interno	1
4	Inserto Superior	2
5	Reforço Superior 2	1
6	Inserto Suporte Pinça	2
7	Reforço Braço de Direção	2
8	Suporte Pinça	1
9	Suporte Superior	1
10	Inserto Braço de Direção	2
11	Porca M6x1,0 - Autotravante	2
14	Reforço Inferior 3	1
15	Reforço Inferior 1	1
16	Reforço Superior 1	1
17	Reforço Inferior 2	1
18	Reforço Superior 2	1
19	Reforço Inferior 5	1
20	Reforço Inferior 4	1
21	Inserto Inferior 2	1
22	Inserto Inferior 1	1
23	Parafuso M8x1,25 - Hexagonal - Furo Para Arame de Freno	2
24	Parafuso M6x1,00 - Hexagonal	2



Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 28/10/2018
Projeto de Graduação		Diedro: 1°
Manga de Eixo		Escala: 1
Dimensão: mm	Material:	Folha: 1
Tolerância onde não especificado: 0,1mm	Revisão:	Rebarbar e Escarear
Nome da Peça: Conjunto		



Dimensões de retângulo
envoltório: 225x172,5mm

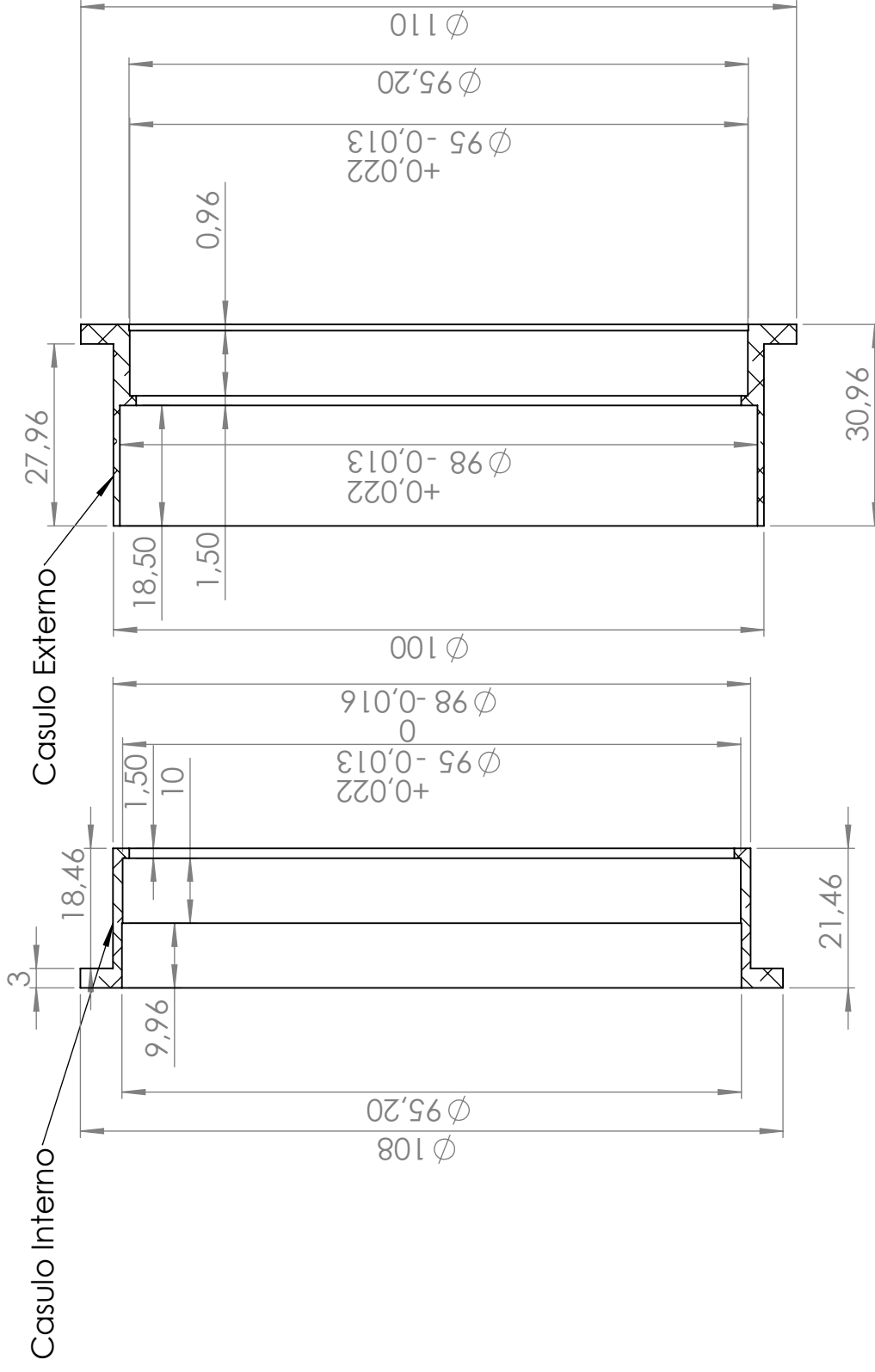
Dimensões Recomendadas
para material base 250x200mm

Denominação	Descrição	Qtd.
Face	Tecido T700 - 250x200mm	36
Núcleo	Rohacell HERO 200 - 250x200mm	1

Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 30/10/2018
Projeto de Graduação		Diedro: 1°
Manga de Eixo		Escala: 1
Material:	Revisão:	Folha: 1
Nome da Peça: Corpo Sanduíche		Rebarbar e Escarear

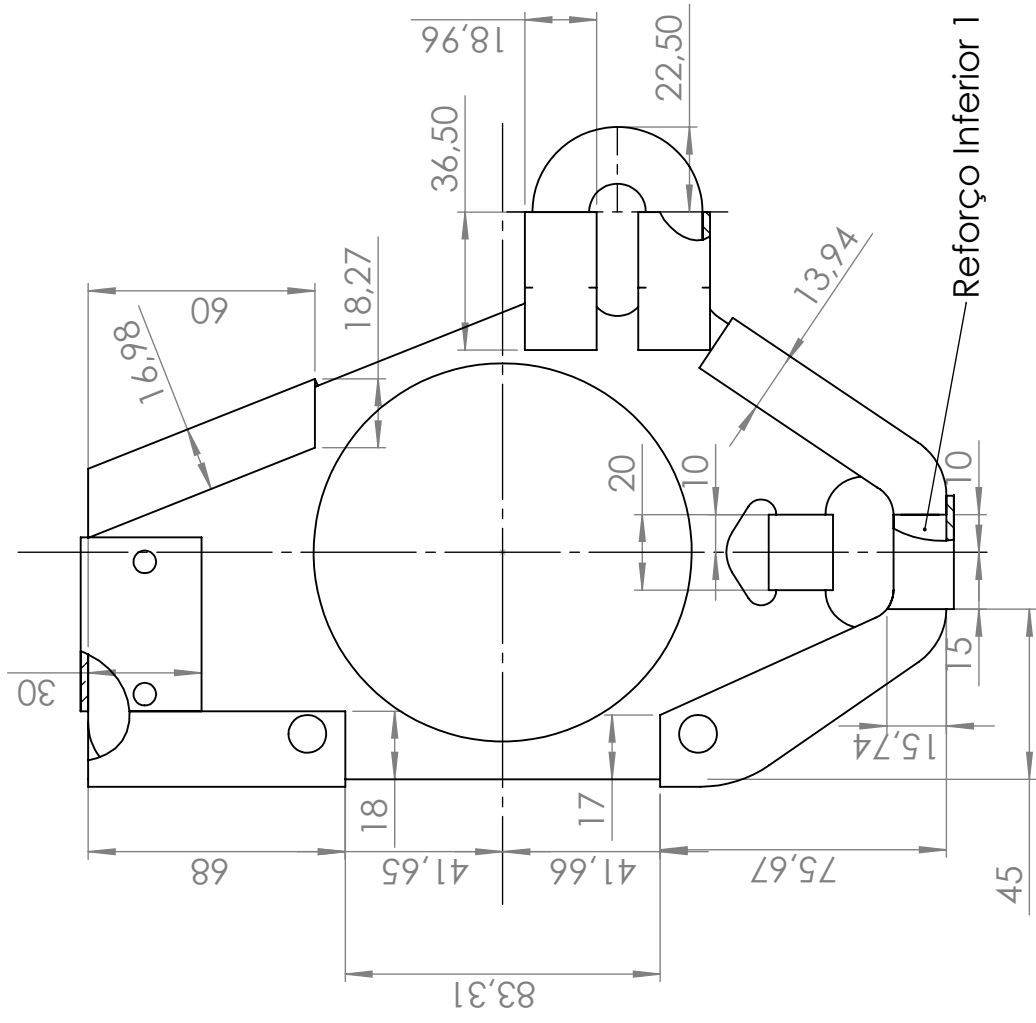
Dimensão: mm

Tolerância onde não especificado: 0,1mm

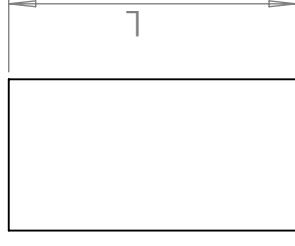
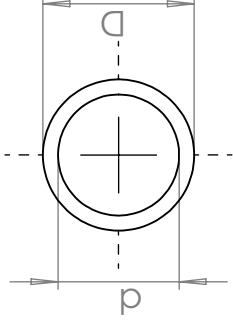
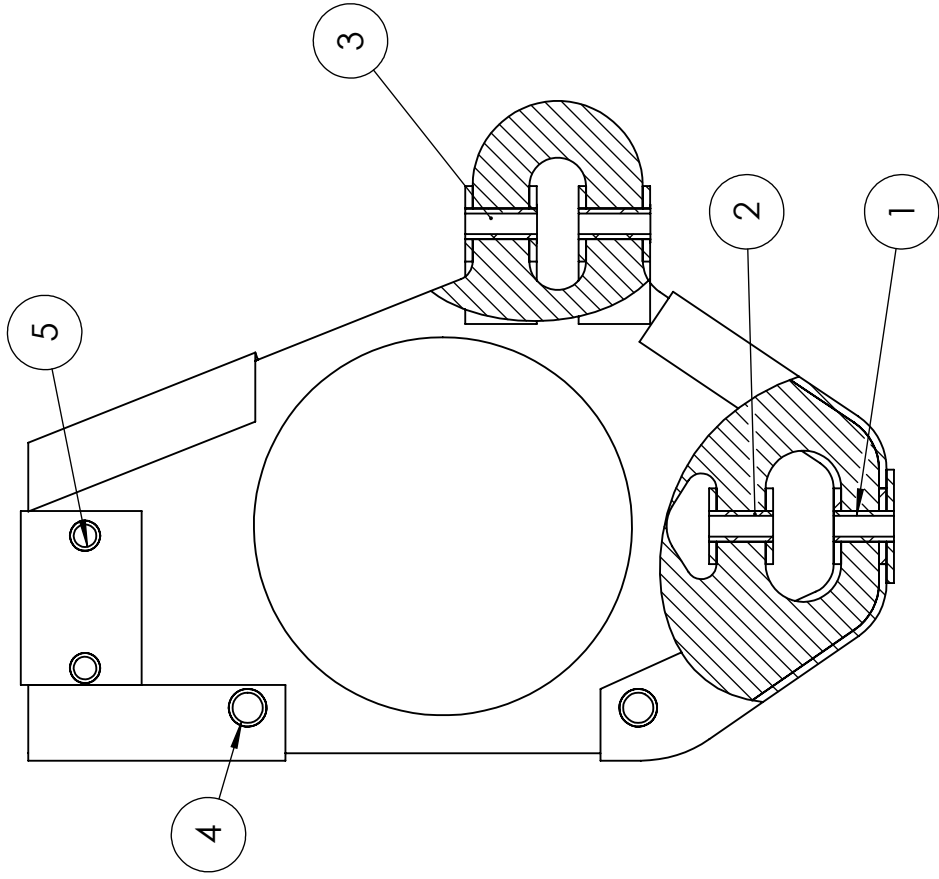


Material Base Para Fabricação:
 Interno - $\phi 110 \times 25 \text{mm}$
 Externo - $\phi 112 \times 33 \text{mm}$

Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 28/10/2018
Projeto de Graduação		Diedro: 1°
Manga de Eixo		Escala:
Dimensão: mm	Material: Alumínio 7075-T651	Folha: 1
Tolerância onde não especificado: 0,1mm	Revisão:	Rebarbar e Escarear
Nome da Peça: Casulos Centrais		



Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 30/10/2018
Projeto de Graduação		Diedro: 1°
Manga de Eixo		Escala: 1
Dimensão: mm	Material:	Folha: 1
Tolerância onde não especificado: 0,1mm	Revisão:	Rebarbar e Escarear
Nome da Peça: Disposição de Reforços		



Número	Denominação	D (mm)	d (mm)	L (mm)	Qtd.
1	Inserto Inferior 1	10	8,4	15,94	1
2	Inserto Inferior 2	10	8,4	16,96	1
3	Inserto Braço de Direção	10	8,4	19	2
4	Inserto Suporte Pinça	10	8,4	31,88	2
5	Inserto Suporte Superior	8	6,4	31,88	2

Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB

Data: 30/10/2018

Projeto de Graduação

Diedro:

Manga de Eixo

1°

Dimensão: mm

Escala:

Tolerância onde não especificado:

Material: Alumínio Comercialmente Disponível

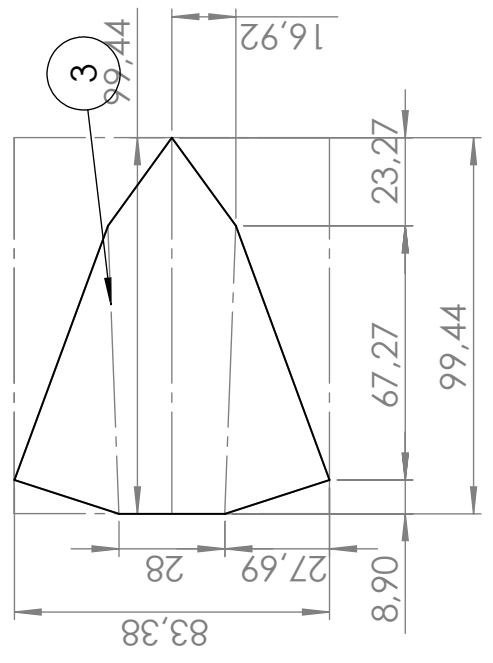
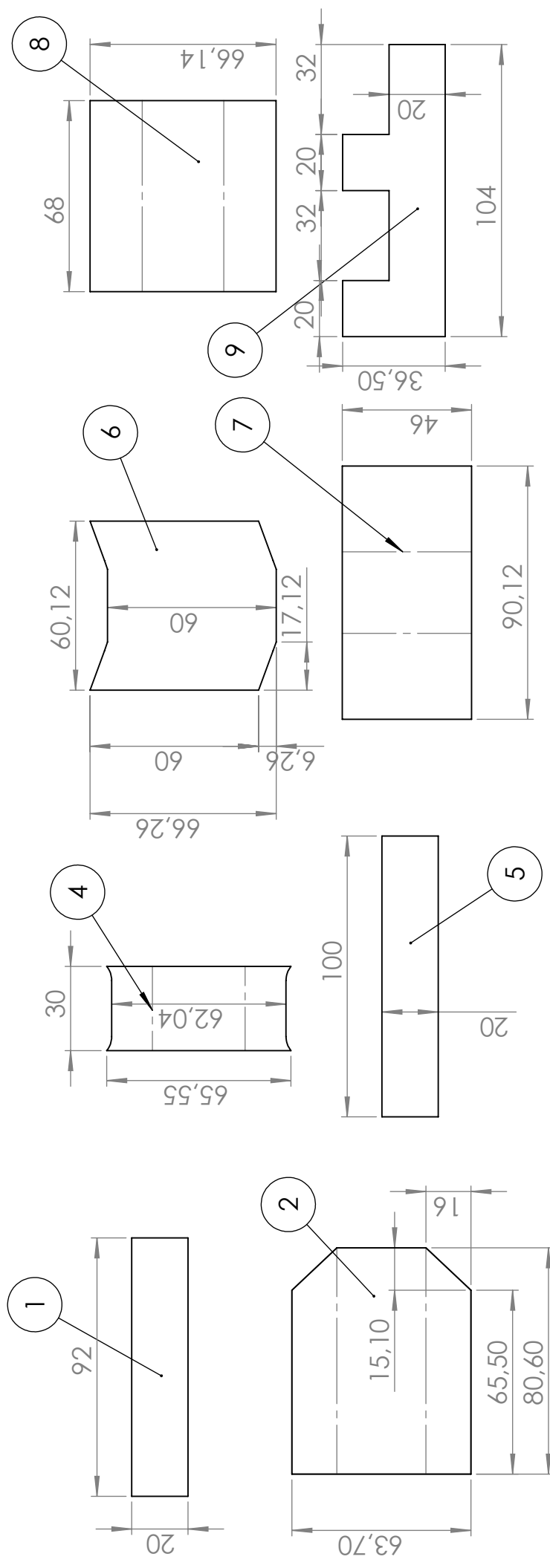
Folha:

Nome da Peça:

1

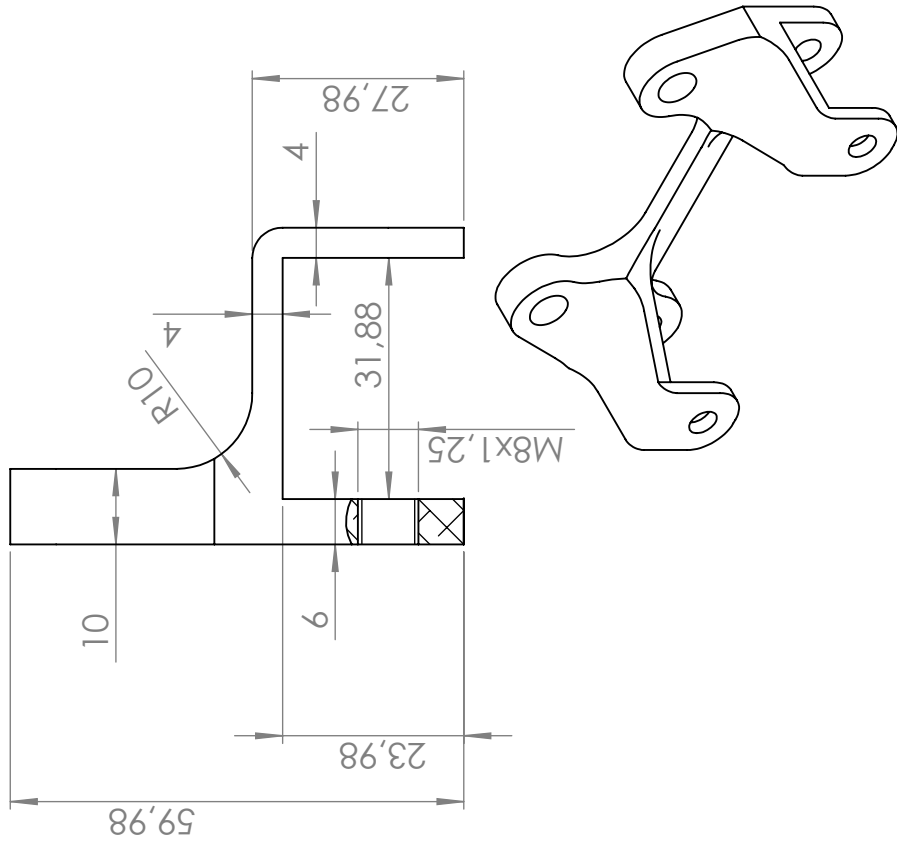
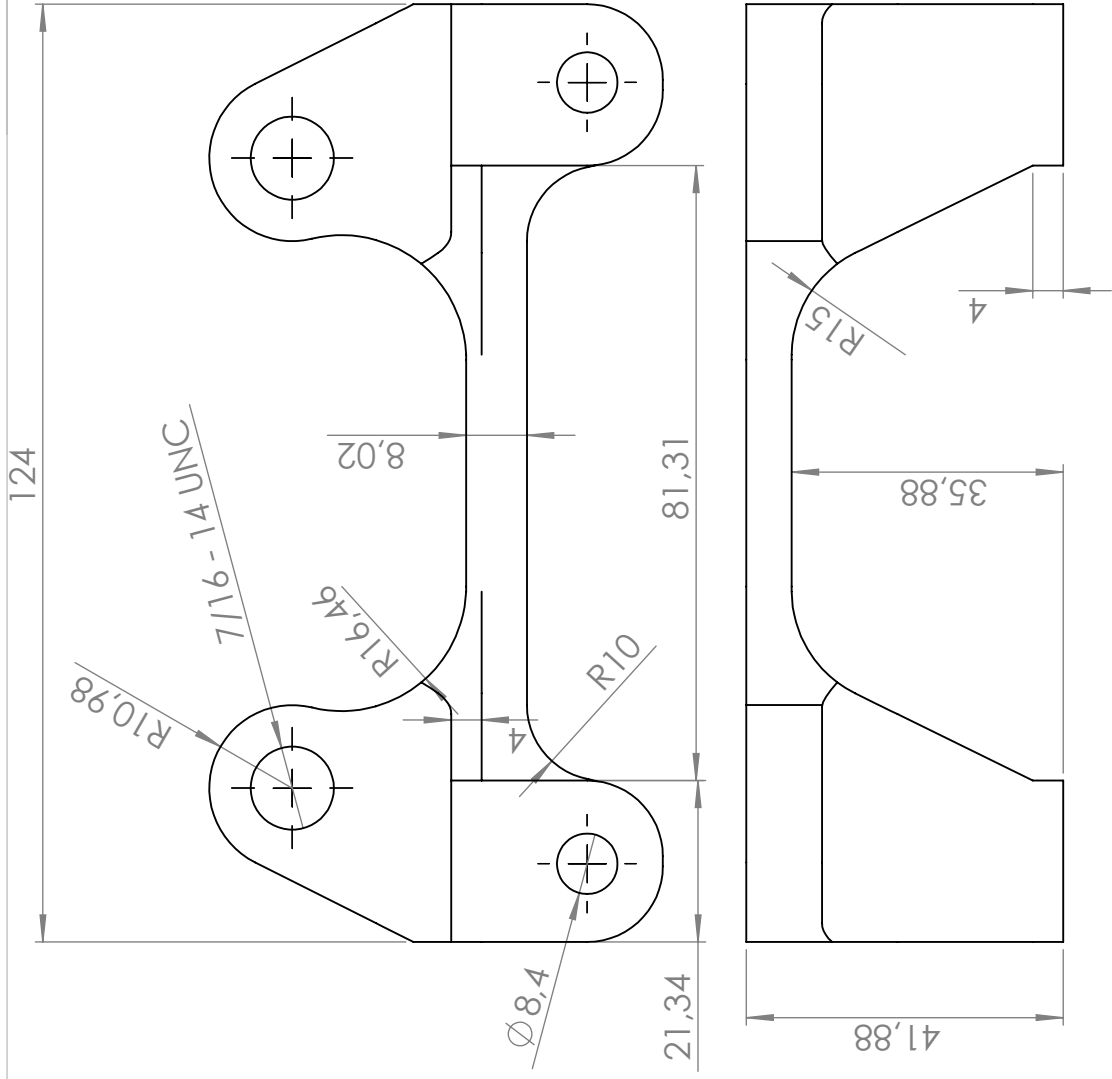
Insertos

Rebarbar e Escarear



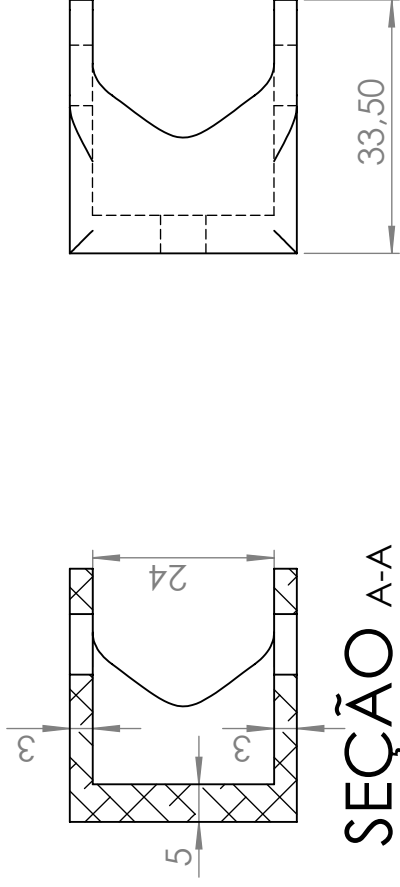
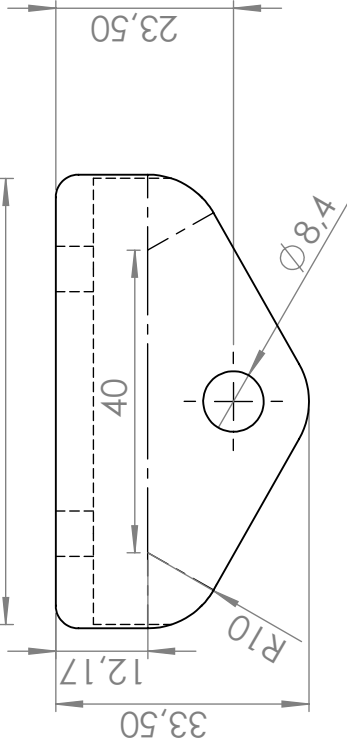
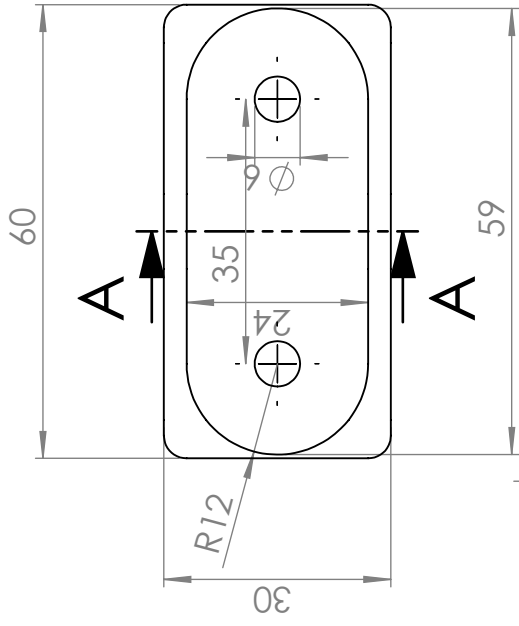
Número	Denominação	Dimensão de Corte
1	Reforço Inferior 1	100x35
2	Reforço Inferior 2	70x90
3	Reforço Inferior 3	90x110
4	Reforço Inferior 4	80x40
5	Reforço Inferior 5	30x110
6	Reforço Superior 1	80x70
7	Reforço Superior 2	100x60
8	Reforço Superior 3	80x80
9 (2x)	Reforço Braço de Direção	50x120

Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 28/10/2018
Projeto de Graduação		Diedro: 1°
Manga de Eixo	Revisão:	Escala:
Materiais:		Folha: 1
Nome da Peça:	Reforços Planificados	
Dimensão: mm		Rebarbar e Escarear
Tolerância onde não especificado:		



Dimensão Material Base: 130x50x70mm

Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB	Data: 28/10/2018
Projeto de Graduação	Diedro: 1°
Manga de Eixo	Escala: 1
Material: Alumínio 7075-T651	Folha: 1
Revisão:	Rebarbar e Escarear
Nome da Peça: Suporte da Pinça de Freio	

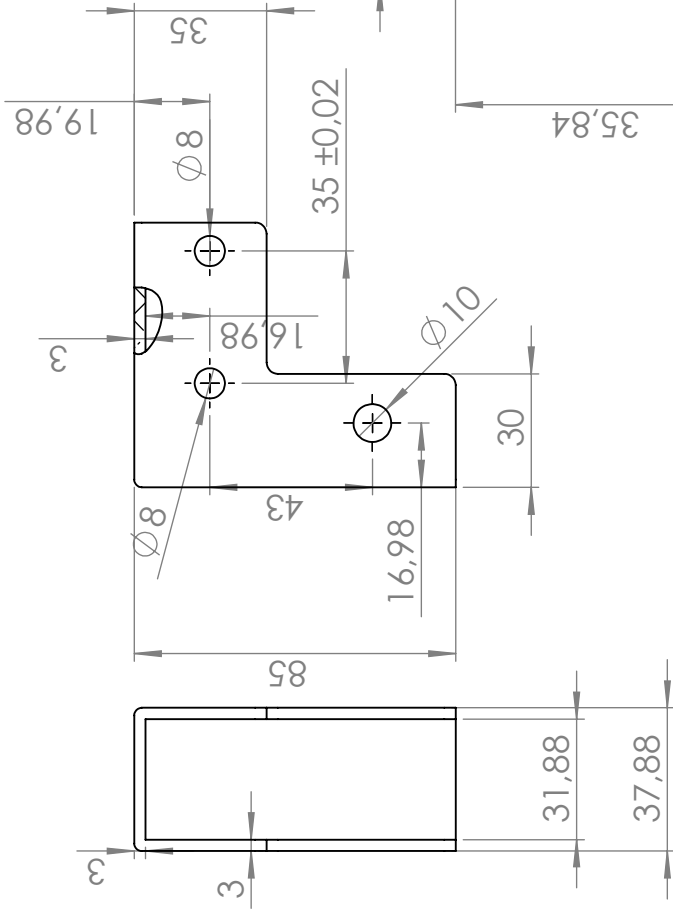


SEÇÃO A-A

Dimensões Material Base:
70x40x40

Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB	Data: 29/10/2018
Projeto de Graduação	Diedro: 1°
Manga de Eixo	Revisão:
Material: Alumínio 7075-T651	Escala: 1
Nome da Peça: Suporte Superior	Folha: 1
	Rebarbar e Escarear

Gabarito de Furação Superior

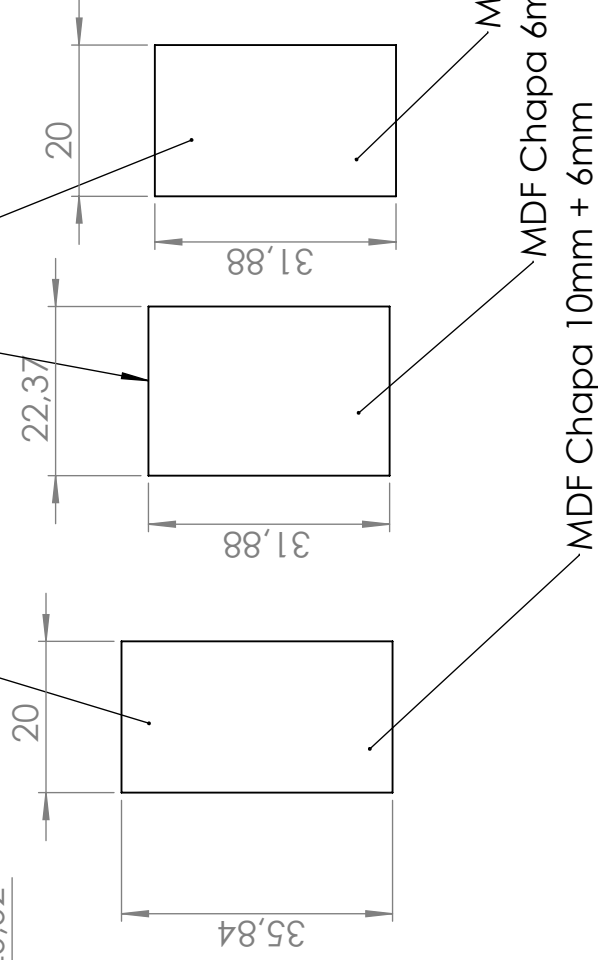


Peça para impressão 3d
 Material: ABS
 Uso estimado: 50g

Gabarito Inferior 1

Gabarito Inferior 2

Gabarito Braço de Direção



	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB	Data: 30/10/2018
	Projeto de Graduação	Diedro:
	Manga de Eixo	1°
Dimensão: mm	Material: Especificado em Anotações	Escala:
Tolerância onde não especificado: 0,1mm	Revisão:	Folha: 1
	Nome da Peça: Gabaritos de Furação	Rebarbar e Escarear

F Lista Técnica de Materiais

F.1 Lista de Peças e Materiais

Tabela 14 – Lista Técnica de Peças e Materiais

Denominação	Material	Dimensões	Quantidade	Unidade
Corpo Sanduíche	Espuma Rohacell HERO 200	250x200x20mm	1	Un.
	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	250x200mm	36	Un.
Casulo Interno	Alumínio 7075-T651	∅110x25mm	1	Un.
Casulo Externo	Alumínio 7075-T651	∅112x33mm	1	Un.
Suporte da Pinça de Freio	Alumínio 7075-T651	130x50x70mm	1	Un.
Suporte Superior	Alumínio 7075-T651	70x40x40mm	1	Un.
Parafuso do Suporte Superior	Parafuso com Cabeça Hexagonal	M6 x 1,0 x 50mm	2	Un.
Porca do Suporte Superior	Porca Autotravante	M6 x 1,0	2	Un.
Parafuso do Suporte da Pinça de Freio	Parafuso c Cabeça Hexagonal c Furo p Arame de Freno	M8 x 1,25 x 40mm	2	Un.
Arame de Freno dos Parafusos da Pinça	Arame Metálico		200	mm
Inserto Inferior 1	Alumínio	∅10x15,94mm	1	Un.
Inserto Inferior 2	Alumínio	∅10x16,96mm	1	Un.
Inserto Braço de Direção	Alumínio	∅10x19mm	2	Un.
Inserto Superior	Alumínio	∅10x31,88mm	2	Un.
Inserto Suporte Pinça	Alumínio	∅8x31,88mm	2	Un.
Reforço Inferior 1	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	100x35mm	9	Un.
Reforço Inferior 2	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	70x90mm	9	Un.
Reforço Inferior 3	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	90x110mm	9	Un.
Reforço Inferior 4	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	80x40mm	9	Un.
Reforço Inferior 5	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	30x110mm	9	Un.
Reforço Superior 1	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	80x70mm	9	Un.
Reforço Superior 2	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	100x60mm	9	Un.
Reforço Superior 3	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	80x80mm	9	Un.
Reforço Braço de Direção	Lâmina Fibra de Carbono Pré Impregnada T700	50x120mm	18	Un.

F.2 Lista de Materiais Auxiliares de Fabricação

Tabela 15 – Lista Técnica de Materiais Auxiliares de Fabricação

Denominação	Material	Dimensões	Quantidade	Unidade
Gabarito de Furação Superior	ABS		50	g
Gabarito Inferior 1	MDF	35,84x20x10mm	1	Un.
	MDF	35,84x20x6mm	1	Un.
Gabarito Inferior 2	MDF	31,88x22,37x6mm	1	Un.
Gabarito Braço de Direção	MDF	31,88x20x10mm	1	Un.
Peel-Ply		500x500mm	4	Un.
Filme Perfurado		500x500mm	4	Un.
Filme de Vácuo		500x500mm	4	Un.
Breather		500x500mm	4	Un.
Tacky Tape		2m	2	Un.
Tubo de Sucção		500mm	1	Un.
Bomba de Vácuo			1	Un.
Estufa			1	Un.
Luva			10	Un.
Máscara			5	Un.