

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CAMILA PEREIRA DE OLIVEIRA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA SUSPENSÃO DUPLA EM FORMATO
WISHBONE PARA O FÓRMULA SAE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2014

TIME SENNA

C. PEREIRA DE OLIVEIRA	0830566
C. RODRIGUES BERTIN	0830549
D. DURSKI FARIA	0830558
M. V. DOS SANTOS	0823455

Orientadores:

Eng.º Prof. Dr. J. J. C. Remmers – TU/e

Eng.ª Profª. S. H. P. A. Jacobs – TU/e

Co-orientador:

R. B. A. van Hoek – TU/e

A. Vrubel – UTFPR

Ano 2012-2013

Universidade Tecnológica de Eindhoven

Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica

University Racing Eindhoven

Tradução do trabalho original desenvolvido na Universidade Tecnológica de Eindhoven, durante o 2º semestre de 2012, no Programa CsF, sob orientação principal do Eng.º Prof. Dr. J. J. C. Remmers. Tradução apresentada para convalidação da disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso.

TERMO DE APROVAÇÃO

O presente Trabalho foi aprovado após ser apresentado à Comissão da Universidade Tecnológica de Eindhoven. Para convalidação do seu crédito para as disciplinas de Trabalho de Conclusão 1 e 2 do curso de Engenharia Mecânica da UTFPR, foi executado a tradução contextualiza do mesmo.

Prof. Alfredo Vrubel

DAMEC, UTFPR

Co-orientador

Curitiba, 14 de Novembro de 2014.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Modelo de uma suspensão em formato duplo <i>wishbone</i>	19
Figura 3.2 – a) Placa flexível inteiramente de material compósito e b) Orientação das fibras de carbono	20
Figura 3.3 – Representação de placa flexível e conexão ao chassis metálicas.....	21
Figura 3.4 - Placa flexível de material compósito e conexão ao chassis metálica	22
Figura 3.5 - Representação esquemática do perfil circular	23
Figura 3.6 - Representação esquemática do perfil elíptico.....	23
Figura 3.7 - Representação esquemática do perfil oblongo.....	24
Figura 3.8 – Conexão à roda metálica e peça única de compósito para o braço	25
Figura 3.9 – Conexão à roda metálica e peça única de compósito para o braço	26
Figura 3.10 – Conexão à roda metálica com junta esférica ligada por uma haste e dois braços separados de material compósito.....	27
Figura 3.11 – Conexão à roda metálica com cavidade para junta esférica e dois braços de material compósito	27
Figura 3.12 – Conexão entre suspensão e roda otimizada.....	29
Figura 3.13 – Inseto metálico modificado para realização de teste de tração e da cola entre compósito e metal.....	29
Figura 3.14 – Inseto metálico modificado para montagem do protótipo e realização de outros testes	30
Figura 3.15 – Esquema da conexão entre as placas flexíveis do braço da suspensão e o chassis	30
Figura 3.16 – Conexão ao chassis de múltiplos ângulos	31
Figura 3.17 – Conexão ao chassis de placa dobrada	32
Figura 3.18 – Ângulo lateral da placa flexível	32
Figura 3.19 – Conexão ao chassis de placas sobrepostas	33
Figura 3.20 – Junta esférica GE8-FW	34
Figura 3.21 – Processo de fabricação 1 a) corte transversal e b) vista isométrica	35
Figura 3.22 – Processo de fabricação 2 a) Corte transversal e b) Vista isométrica.....	36
Figura 3.23 – Processo de fabricação 3 a) Corte transversal e b) Vista isométrica.....	36
Figura 3.24 – Processo de fabricação 3 a) corte transversal e b) vista isométrica	37
Figura 3.25 – Representação do processo de fabricação escolhido.....	37
Figura 4.1 – Sistema de referência para cálculo de forças no amortecedor	39

Figura 4.2 – Esquema da lateral esquerda do carro para análise das forças atuantes.....	40
Figura 4.3 – Esquema da frontal das forças atuantes durante a curva.....	42
Figura 4.4 – Vista frontal das forças atuantes durante a curva.....	43
Figura 4.5 – Vista frontal das forças atuantes durante a curva.....	43
Figura 4.6 – Vista lateral das forças atuantes durante a frenagem	44
Figura 4.7 – Representação das forças atuantes no pneu na situação de estudo	47
Figura 4.8 – Suspensão vista lateralmente.....	49
Figura 4.9 – Simplificação da placa flexível para o caso de uma viga em balanço	49
Figura 4.10 – Tensão desalinhada atuando na placa flexível	51
Figura 5.1 – Força lateral aplicada em uma suspensão de seção circular	52
Figura 5.2 – Seção transversal do braço oblongo a ser produzido e suas dimensões.....	53
Figura 5.3 – Critério de falhas pra fibras de carbono unidimensionais.....	57
Figura 5.4 – Critério de falhas pra fibras de carbono trançadas	57
Figura 5.5 – Ilustração dos componentes da suspensão montados na roda.....	59
Figura 5.6 – Foto do protótipo da suspensão com todos os seus componentes.....	59
Figura 6.1 – Distribuição de tensões na conexão à roda	60
Figura 6.2 – Deformações na conexão à roda	61
Figura 6.3 – Conexão à roda de ângulo acentuado a) Deformações e b) Tensões	62
Figura 6.4 – Conexão à roda de ângulo obtuso a) Deformações e b) Tensões.....	62
Figura 6.5 – Deformações na conexão à roda reformulada.....	63
Figura 6.6 – Distribuição de tensões na conexão à roda reformulada.....	63
Figura 6.7 – Parâmetros para a simulação das placas flexíveis.....	64
Figura 6.8 – Deformação total na placa flexível devido à força vertical [mm].....	65
Figura 6.9 – Deformação relativa devido à força vertical [mm/mm]	65
Figura 6.10 – Tensão no plano devido à força vertical [MPa]	65
Figura 6.11 – Parâmetros para a simulação dos braços da suspensão.....	66
Figura 6.12 – Deformação total devido à força de tração no braço [mm].....	66
Figura 6.13 – Tensão no plano devido à força de tração no braço [MPa].....	67
Figura 6.14 – Deformação relativa devido à força de tração no braço [mm/mm]	67
Figura 7.1 – Molde de nylon (em preto) para produção do inserto de silicone (em branco) .	70
Figura 7.2 – Primeiro layout das lâminas para a fabricação.....	70
Figura 7.3 – Fratura obtida durante o teste do primeiro layout de lâminas.....	71
Figura 7.4 – Problema de encaixe dos moldes devido à posição das lâminas de compósito ...	72
Figura 7.5 – Segundo layout das lâminas para a fabricação.....	72

Figura 7.6 – Diferença de acabamento a) da superfície em contato com o molde e b) da superfície modelada pelo vácuo	73
Figura 7.7 – Diferentes tipos de lâminas de fibra de carbono	74
Figura 7.8 – Procedimento de preenchimento do molde metálico	75
Figura 7.9 – Remoção das rebarbas a partir de uma lixadeira.....	76
Figura 8.1 – Representação esquemática do teste de deflexão da placa flexível	78
Figura 8.2 – Realização do teste de deflexão da placa flexível.....	78
Figura 8.3 – Realização do teste de tração	80
Figura 8.4 – Inserto metálico após realização do teste de tração	81
Figura 8.5 – Fratura no osso após realização do teste de tração.....	81
Figura 8.6 – Teste de três pontos a) Representação esquemática b) Configuração física.....	82
Figura 8.7 – Aproximação para o cálculo da deformação do osso.....	83
Figura 8.8 – Balança mostrando o peso do protótipo da suspensão	86
Figura C.1 – Tipos de fibra de carbono	96
Figura C.2 – Diagrama de Ashby	99
Figura D.1 – Critério de falhas: Tsai-Wu, Tsai-Hill e Máximas Tensões e Deformações para lâminas unidirecionais	105
Figura D.2 – Critério de falhas: Tsai-Wu, Tsai-Hill e Máximas Tensões e Deformações para lâminas trançadas.....	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Requisitos máximos para o URE08.....	17
Tabela 2.2 – Requisitos para a suspensão dupla em formato <i>wishbone</i>	18
Tabela 3.1 – Comparação entre os conceitos propostos para a suspensão	28
Tabela 3.2 – Características das colas disponíveis	34
Tabela 4.1 – Cargas aplicadas no sistema	38
Tabela 4.2 – Coordenadas do amortecedor [mm].....	39
Tabela 4.3 – Coordenadas dos ponto de contato dos braços com a roda (região da junta esférica)	39
Tabela 4.4 – Forças no ponto de contato entre os braços da suspensão e a roda [N].....	41
Tabela 4.5 – Forças de reação aplicadas nos braços devido à frenagem [N]	46
Tabela 4.6 – Forças axiais em cada componente dos braços da suspensão [N]	48
Tabela 5.1 – Dimensões das placas flexíveis [mm].....	54
Tabela 5.2 – Propriedades do material compósito.....	55
Tabela 5.3 – Condições de contorno para as placas flexíveis	55
Tabela 5.4 – Resultados do Matlab dos cálculos por camadas.....	56
Tabela A.1 – Eventos avaliados no Formula SAE	93
Tabela B.1 – Estimativa orçamentária para fabricação dos protótipos*	94
Tabela C.1 – Propriedades do SE 84LV	102
Tabela D.1 – Resultado dos cálculos no Matlab para 12 lâminas	104
Tabela E.1 – Pesos das prioridades na escolha do processo de fabricação	128
Tabela E.2 – Propriedades do material compósito	129

LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

Acrônimos

ACP	<i>Ansys Composite Prepost</i>
DID	Osso dianteiro do braço inferior da suspensão dianteira
DSD	Osso dianteiro do braço superior da suspensão dianteira
TID	Osso traseiro do braço inferior da suspensão dianteira
TSD	Osso traseiro do braço superior da suspensão dianteira
EPO	Escritório Europeu de Patente (<i>European Patent Office</i>)
FS	<i>Formula Student</i>
INPI	Instituto Nacional de Propriedade Intelectual
PAN	Poliacrilonitrilo
Prepreg	Pré-impregnado
SAE	Sociedade de Engenheiros Automotivos
TU/e	Universidade Tecnológica de Eindhoven
URE	Corrida Universitária de Eindhoven (<i>University Racing Eindhoven</i>)
VARTM	Modelagem por transferência de resina assistida por vácuo

Símbolos romanos e gregos

A	Área da seção transversal	[m ²]
A_d	Cambagem (<i>anti-dive</i>)	[°]
b	Largura da placa flexível	[m]
E	Módulo de elasticidade	[Pa]
F_{axial}	Força axial máxima em um braço	[N]
F_{AD}	Força de cambagem	[N]
F_b	Força de reação na conexão entre braço inferior e roda	[N]
$F_{b(x,y,z)}$	Forças na junta esférica do braço inferior	[N]

F_{bv}	Força no braço inferior na direção do eixo Y	[N]
F_g	Força transmitida devido à frenagem	[N]
F_l	Força lateral máxima	[N]
F_p	Força aplicada pelo amortecedor (<i>pull rod</i>)	[N]
$F_{p(x,y,z)}$	Forças aplicadas pelo amortecedor na junta esférica	[N]
F_t	Força de reação na conexão entre braço superior e roda	[N]
$F_{t(x,y,z)}$	Forças na junta esférica do braço superior	[N]
F_{tv}	Força no braço superior na direção do eixo Y	[N]
F_w	Força de atrito em uma das rodas dianteiras	[N]
M	Momento fletor	[Nm]
M_t	Massa total do carro com piloto	[kg]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Espessura da placa flexível	[m]
h_{CoG}	Altura do centro de gravidade do carro	[m]
I	Momento de inércia	[m ⁴]
l	Comprimento da placa flexível	[m]
L	Comprimento após deflexão do osso da suspensão	[m]
L_0	Comprimento inicial do osso da suspensão	[m]
L_{accel}	Aceleração lateral máxima	[m/s ²]
L_{accel}	Aceleração longitudinal máxima	[m/s ²]
L_{cr}	Comprimento da seção transversal	[m]
M	Matriz de momentos	[Nm]
N	Matriz de forças	[N]

P_f	Peso em uma roda da frente	[N]
S_f	Coeficiente de segurança (<i>safety factor</i>)	[-]
S_s	Força de cisalhamento (<i>shear strength</i>)	[N/mm ²]
TF	Distância entre parte externa do pneu ao centro de gravidade do carro (<i>track front</i>)	[m]
W_{fr}	Distribuição de peso entre dianteira e traseira do carro	[N]
WB	Distância entre eixos traseiro e dianteiro (<i>wheelbase</i>)	[m]
W_l	Distribuição lateral de peso	[-]
$y_{máx}$	Deflexão máxima na placa flexível	[mm]
δ	Deformação longitudinal	[mm]
ε	Deformação específica	[-]
γ	Ângulo da deflexão máxima	[°]
θ	Ângulo entre a projeção do braço no plano XY e o eixo X	[°]
ϕ	Ângulo entre braço ou amortecedor com o eixo Z	[°]
σ	Tensão total	[Pa]
ΔX	Distância entre as juntas esféricas dos braços superior e inferior na horizontal	[m]
$\Delta X'$	Distância entre junta esféricas do braço inferior e centro da roda na horizontal	[m]
ΔZ	Distância entre juntas esféricas superior e inferior na vertical	[m]
$\Delta Z'$	Distância entre junta esférica superior e fixação do amortecedor	[m]

SUMÁRIO

1	CONTEXTUALIZAÇÃO DO TEMA/PROJETO	14
1.1	Tema/projeto sob enfoque CsF	14
1.2	Tema/projeto sob enfoque da TU/e	15
1.3	Objetivos	16
1.3.1	Objetivo geral	16
1.3.2	Objetivos específicos	16
1.4	Justificativa	16
2	REQUISITOS DE PROJETO	17
2.1	Requisitos da equipe URE	17
2.1.1	Requisitos do carro	17
2.1.2	Requisitos para a suspensão	18
3	CONCEITO DO MODELO	19
3.1	Placas flexíveis	19
3.1.1	Conceito escolhido para as placas flexíveis	22
3.2	Perfil dos braços da suspensão	22
3.2.1	Conceito escolhido para o perfil dos braços da suspensão	24
3.3	Conexão entre suspensão e roda	24
3.3.1	Conceito escolhido para a configuração da suspensão	28
3.3.2	Otimização do conceito escolhido para o inserto metálico	28
3.3.3	Adaptação do inserto metálico para fabricação do protótipo	29
3.4	Conexão entre chassis e placa flexível	30
3.4.1	Conceito escolhido para a conexão ao chassis	33
3.5	Junta esférica	33
3.6	Processo de colagem	34
3.7	Processo de fabricação	35
3.7.1	Processo de fabricação escolhido para os braços da suspensão	37
4	CARGAS APLICADAS AO SISTEMA	38
4.1	Cargas aplicadas nos braços da suspensão	38
4.1.1	Forças aplicadas pelo amortecedor	38
4.1.2	Carregamento estático do sistema	40
4.1.3	Força lateral devido à curva	41

4.1.4	Forças devido à frenagem retilínea.....	44
4.1.5	Forças devido à inclinação da suspensão.....	46
4.1.6	Força líquida aplicada nos braços da suspensão.....	46
4.2	Carga nas placas flexíveis.....	48
5	O PROJETO DA SUSPENSÃO.....	52
5.1	Braços em formato <i>wishbone</i>	52
5.2	Placas flexíveis.....	53
5.3	Cálculo das camadas de fibra de carbono.....	54
5.4	Conexão ao chassis.....	58
5.5	Conceito final.....	58
6	ANÁLISE NUMÉRICA.....	60
6.1	Método dos Elementos Finitos para a conexão à roda.....	60
6.2	Método dos Elementos Finitos para a conexão ao chassis.....	62
6.3	Análise numérica das placas flexíveis.....	64
6.4	Análise numérica dos braços em formato <i>wishbone</i>	66
7	PROCESSO DE FABRICAÇÃO.....	69
7.1	Adaptações do primeiro processo de fabricação.....	69
7.2	O processo de fabricação.....	73
8	VALIDAÇÃO DO PRODUTO.....	77
8.1	Deflexão das placas flexíveis.....	77
8.2	Teste de tração.....	79
8.3	Teste de deflexão de uma viga bi-engastada.....	82
8.4	Teste de Flambagem.....	85
8.5	Análises dos resultados.....	86
9	CONCLUSÕES.....	87
10	RECOMENDAÇÕES.....	88
	REFERÊNCIAS.....	90
	APÊNDICE A – Requisitos da Fórmula SAE.....	92
A.1	Regras de segurança relacionadas à suspensão.....	92
A.2	Avaliação do projeto na competição.....	92
	APÊNDICE B – ORÇAMENTO.....	94

APÊNDICE C – MATERIAIS COMPÓSITOS.....	95
C.1 Reforços para compósitos	95
C.2 Matrizes para compósitos	97
C.3 Seleção do material.....	98
C.4 Características e propriedades do compósito selecionado.....	100
APÊNDICE D – CÁLCULO LAMINAR PARA O COMPÓSITO	103
APÊNDICE E – CÓDIGOS UTILIZADOS NO MATLAB.....	106
APÊNDICE F – MÉTODOS DE FABRICAÇÃO	127
APÊNDICE G – PROPRIEDADE INTELECTUAL	130
ANEXO A – DETALHAMENTO DA JUNTA ESFÉRICA	133

1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO TEMA/PROJETO

1.1 Tema/projeto sob enfoque CsF

O presente trabalho é um projeto realizado durante o intercâmbio promovido pelo “Ciência sem Fronteiras” (CsF), na Universidade Tecnológica de Eindhoven (TU/e), que localiza-se na cidade de Eindhoven, nos Países Baixos. Foi proposto aos quatro alunos brasileiros intercambistas de Engenharia Mecânica que trabalhassem juntos no programa “*Design of Mechanical Systems*” (Projeto de Sistemas Mecânicos), o qual consiste em uma série de disciplinas voltadas para projetos de área térmica, estrutural, nanocomponentes e de materiais poliméricos e envolve noções de projetos em geral, como patentes e planejamento. Além das disciplinas cursadas, os alunos deveriam desenvolver um projeto maior, englobando o conhecimento obtido com as mesmas.

A realização do projeto foi em parceria com o *University Racing Eindhoven* (URE), o time de Formula SAE da TU/e. O tema proposto foi o desenvolvimento dos braços da suspensão para o oitavo carro da equipe, o URE08. O time de alunos brasileiros, paralelamente a outro time de alunos holandeses, deveria desenvolver uma suspensão em formato *wishbone* e a melhor delas seria efetivamente utilizada pelo URE. O foco do tema/projeto proposto era a substituição de uma suspensão *multilink*, que possui muitos movimentos livres, por outra que limitasse a movimentação do carro para permitir maior controle sobre o mesmo.

Além do projeto, deveria ser fabricado um protótipo e o mesmo deveria ser testado fisicamente. Para isso, as duas equipes contavam cada uma com um orçamento de € 1500,00 (aproximadamente R\$ 4500,00) e competiam entre si pelo melhor *design*. Após uma apresentação realizada para todos os alunos e professores do curso, a equipe brasileira

apresentou o melhor projeto e foi contemplada com sua aplicação no URE08, o qual participou de uma competição internacional de *Formula Student* na Alemanha em 2013.

A seguir, o projeto é apresentado de acordo com as exigências e formatações da universidade holandesa.

1.2 Tema/projeto sob enfoque da TU/e

O University Racing Eindhoven (URE) é um time de estudantes da Universidade Tecnológica de Eindhoven (TU/e) que projeta carros baseados em modelos de Fórmula 1. Sua fundação foi em 2003 e, desde então, sete carros já foram desenvolvidos para competição Formula Student, o torneio de automobilismo estudantil mais renomado mundialmente, organizado pela Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE). O objetivo desse evento é que cada time participante desenvolva um carro de assento único que será julgado e avaliado em relação à velocidade atingida, aceleração, aparência, orçamento, gerenciamento da equipe e projeto de negócios, motivo pelo qual o URE está constantemente aprimorando seus projetos. O programa ofertado pela universidade propôs que dois grupos trabalhassem em uma nova suspensão para o oitavo carro a ser montado, o URE08. A suspensão anterior era do tipo *multilink*, que permitia movimento do sistema em muitas direções, a qual deveria ser substituída por um modelo de duplo wishbone com placas flexíveis no novo carro. O URE08 usaria o melhor projeto desenvolvido dentre as equipes “Senna”, de alunos brasileiros, e “Verstappen”, formada por alunos holandeses.

O presente trabalho descreve todo o processo de desenvolvimento do projeto da suspensão em formato *wishbone*. No Capítulo 2, os requerimentos da competição Formula Student e do URE são detalhados. Todas as decisões foram tomadas com base nessas informações. Em seguida, no Capítulo 3, são apresentados possíveis conceitos para os componentes da suspensão que precisam ser modelados e uma série de vantagens e desvantagens de cada um é listada para que seja escolhido o melhor conceito. No Capítulo 4, por sua vez, as forças atuando no sistema são calculadas e, com os dados de materiais, é possível modelar os componentes, conforme mostra o Capítulo 5. Para validar as decisões tomadas, o Capítulo 6 apresenta os resultados obtidos através de simulações e cálculos com softwares computacionais e os compara com os cálculos analíticos. A produção dos protótipos e os testes mecânicos são mostrados nos capítulos 7 e 8, respectivamente. Faz-se uma breve

conclusão no Capítulo 9 e recomendam-se algumas melhorias no Capítulo 10. Informações adicionais podem ser encontradas nos apêndices e no anexo.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo principal é desenvolver uma suspensão em formato de “osso de frango” (*wishbone*), a qual será responsável por unir o chassi do carro à roda, de modo que se tenha uma diminuição de tamanho, peso e de movimentos livres em relação ao sistema utilizado no carro anterior da equipe URE e, assim, melhorar os parâmetros avaliados na competição Formula SAE.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- Desenvolver um conceito de suspensão em formato *wishbone* com a substituição da junta esférica de uma das extremidades por uma placa flexível, de modo a limitar a quantidade de movimentos livres;
- Simular o conceito elaborado em softwares de análise estrutural;
- Projetar e testar em laboratório um protótipo do modelo;
- Comparar os resultados obtidos para validação do projeto levando em conta os requerimentos da competição Formula SAE e da equipe URE.

1.4 Justificativa

A realização de atividades extracurriculares é muito importante para que a teoria seja colocada em prática. Dessa forma, projetos como o Formula SAE são muito importantes para a evolução e o aprimoramento do estudante de engenharia, motivo pelo qual a equipe da TU/e recebe patrocínio de grandes empresas, como a Audi e a Ansys, e promove as atividades com rotina e processos semelhantes aos de uma grande empresa. Logo, o desenvolvimento dessa nova suspensão é justificado como o aperfeiçoamento de um produto de extrema importância.

2 REQUISITOS DE PROJETO

A competição Fórmula SAE exige que alguns requisitos sejam cumpridos por todos os carros competidores. Aqueles aplicáveis a este projeto podem ser encontrados no Apêndice A. O presente capítulo descreverá os parâmetros que irão garantir que o projeto final atenda a todos os requerimentos da Fórmula SAE e também às necessidades da equipe URE.

2.1 Requisitos da equipe URE

A equipe URE é composta por vários membros, cada um responsável por uma tarefa específica dentro do projeto. Sendo assim, as tarefas são divididas em grupos de pessoas e cada um desses grupos deve atender a algum requerimento de projeto. As sessões seguintes irão especificar quais metas devem ser atingidas com esforços de todos os grupos e quais são específicas para os responsáveis pela suspensão.

2.1.1 Requisitos do carro

Os requisitos para o carro URE08, objeto de estudo do presente trabalho, são conforme mostra a Tabela 2.1:

Tabela 2.1 – Requisitos máximos para o URE08

Grandeza	Especificação	Valor
Massa	Considerando motorista de 75 kg sentado	275 kg
Peso	Distribuição entre dianteira e traseira	50% - 50%
Centro de Gravidade	Altura relativa ao carro	250 mm
Distância ao solo	Considerando o carro estático	30 mm
Distância entre eixos	Entre eixos dianteiro e traseiro	1535 mm
Eixo dianteiro	Comprimento	1225 mm
Pneus	Marca e tipo	Vredestein 195/40R15
Rigidez do pneu	Direção vertical	$1,25 \cdot 10^5$ N/m
Powertrain	Sistema utilizado	4WD com motores elétricos

Fonte: Autoria própria.

A análise da tabela mostra que cada parte do carro possui restrições, algumas relacionadas ao peso, outras ao comprimento de seus parâmetros, mas o que é realmente importante observar é que quando se combinam todos esses limites, é possível obter os limites do carro como um todo, os quais são estabelecidos pela competição FS e valem pontos, conforme mostra mais detalhadamente o Apêndice A.

2.1.2 Requisitos para a suspensão

De acordo com as necessidades da equipe URE, que busca atingir as metas propostas pela competição para todo o carro, a suspensão do URE08 precisa alcançar os seguintes objetivos:

Tabela 2.2 – Requisitos para a suspensão dupla em formato *wishbone*

Massa máxima para cada “braço” da suspensão	0,185 kg
Custo máximo de cada conjunto da suspensão	€ 1500-

Fonte: Autoria própria.

Além disso, a resistência do novo conjunto de suspensão deve ser maior que do conjunto anterior e, obviamente, deve suportar as cargas aplicadas pelo sistema sem deformação plástica. Os braços da suspensão devem ser tão leves quanto o possível e é desejável que tenham um formato aerodinâmico. Além disso, devem ser feitos de fibra de carbono, portanto seu formato tem que ser viável para este tipo de produção, especialmente porque o protótipo deve ser feito pelos próprios membros da equipe. Sendo assim, a seguinte lista de prioridades foi elaborada para facilitar a modelagem da suspensão:

- 1) Resistência mecânica, uma vez que o objetivo principal do projeto é suportar o carro e as cargas aplicadas ao mesmo, levando sempre em conta a segurança do motorista;
- 2) Diminuição de peso, pois essa é uma das principais metas para o novo carro como um todo;
- 3) Fabricação, pois mesmo uma suspensão ideal seria descartada caso sua produção fosse muito complexa para ser realizada pelos membros da equipe;
- 4) Custo, pois deve-se levar em conta o orçamento do URE e os critérios SAE de avaliação, que englobam o custo total do carro;
- 5) Estética, pois esse também é um dos critérios de avaliação da competição;
- 6) Aerodinâmica, pois todo esforço que possa tornar o carro mais rápido e estável é bem-vindo.

3 CONCEITO DO MODELO

Como mencionado no capítulo anterior, a suspensão será projetada de acordo com as regras da competição Fórmula SAE e com as necessidades da equipe URE. Sendo assim, para decidir o formato mais apropriado para esse componente, ele foi didaticamente dividido em cinco partes: junta esférica, conexão com a roda, braços em formato *wishbone*, chapas flexíveis e conexão com o chassi. Neste trabalho, não serão dimensionados os amortecedores. Este capítulo contém uma visão geral sobre cada um desses componentes para que seja possível encontrar um formato adequado para o conceito final da suspensão e suas conexões com o restante do veículo. Ao final de cada subseção, uma justificativa será apresentada para as escolhas efetuadas.

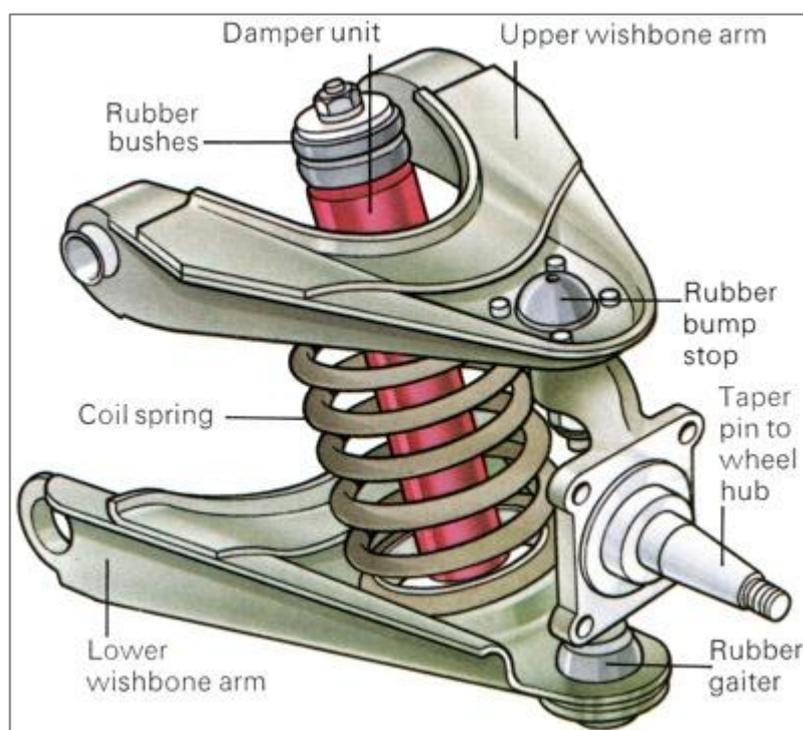


Figura 3.1 – Modelo de uma suspensão em formato duplo *wishbone*

Fonte: Unique Cars and Parts [32].

3.1 Placas flexíveis

Como se pode deduzir pelo nome, esses componentes nada mais são do que uma porção delgada de material que são capazes de defletir verticalmente em uma de suas extremidades enquanto a outra está presa ao chassi. As chapas flexíveis estão localizadas na extremidade da suspensão que se conecta ao chassi do carro e sua aplicação busca eliminar um problema existente na suspensão antiga, que compunha o carro URE07. Esse problema é o de

movimentos livres proporcionados por juntas esféricas, que levam a um controle menos preciso sobre os possíveis movimentos do carro.

Para o URE08, há uma deflexão que ocorre devido ao curso da roda do veículo, portanto o componente deve ser flexível o suficiente para permitir essa variação de posição na vertical para as rodas, mas também deve ser resistente mecanicamente para que não se rompa durante a realização desse trabalho. Além disso, de acordo com as regras da competição, existe uma restrição de variação da altura de pelo menos uma polegada para cima e uma polegada para baixo (ver Apêndice A), portanto a chapa deve ser flexível o suficiente para alcançar esses valores. Para escolher um conceito que atenda a todas as necessidades das placas flexíveis, foram propostas três ideias iniciais. Cada uma delas foi julgada em termos de vantagens e desvantagens e depois, a melhor delas foi eleita.

I. Conceito de única peça de fibra de carbono

Este conceito é de uma peça feita inteiramente de fibra de carbono. Sua concepção se deu baseada no fato de que resultaria em um componente extremamente leve, uma vez que a densidade do compósito é baixa. Por outro lado, para conectar a placa ao chassi do carro, o processo de manufatura seria complicado e as fibras do compósito não estariam orientadas da melhor maneira, conforme mostra a figura abaixo. Isso poderia implicar em falha do componente, pois mais adiante será visto que existem forças na direção perpendicular dessas fibras, ou seja, na direção mais frágil das mesmas.

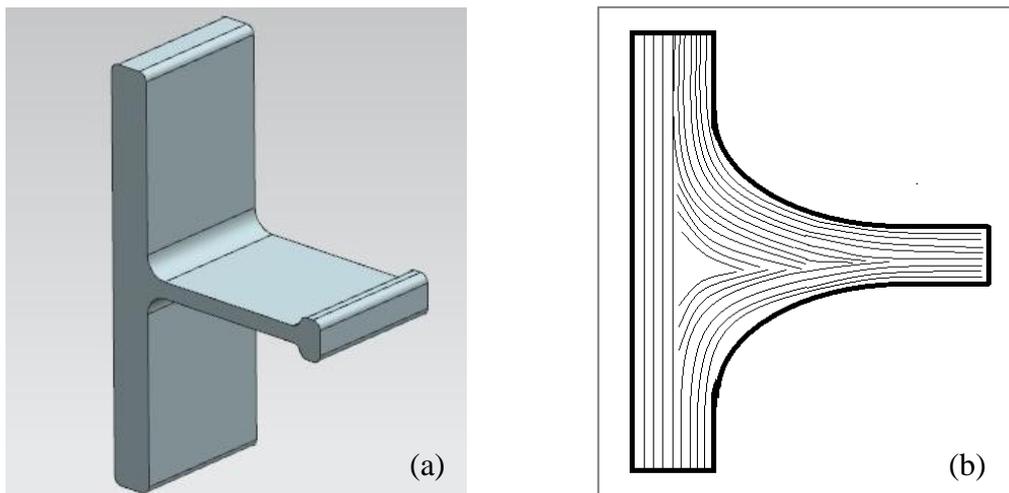


Figura 3.2 – a) Placa flexível inteiramente de material compósito e b) Orientação das fibras de carbono

Fonte: Autoria própria.

II. Conceito de duas peças metálicas

Este conceito consiste em uma peça metálica para as placas flexíveis que se encaixa em uma conexão ao chassi, a qual também é metálica. Sendo assim, o processo de manufatura dos componentes é relativamente mais fácil, pois não exige habilidade dos membros da equipe em laminação de compósitos uma vez que os componentes seriam usinados por um profissional especializado. Além disso, os cálculos seriam mais simples, sem envolver o conceito de camadas de fibra de carbono, por exemplo. Por outro lado, o conjunto seria mais pesado que o conceito anterior devido à maior densidade do metal e haveria um problema adicional de ligação da placa com a conexão ao chassi. Uma investigação sobre processos de colagem teria de ser realizada já que essa região deve suportar as maiores cargas do sistema.

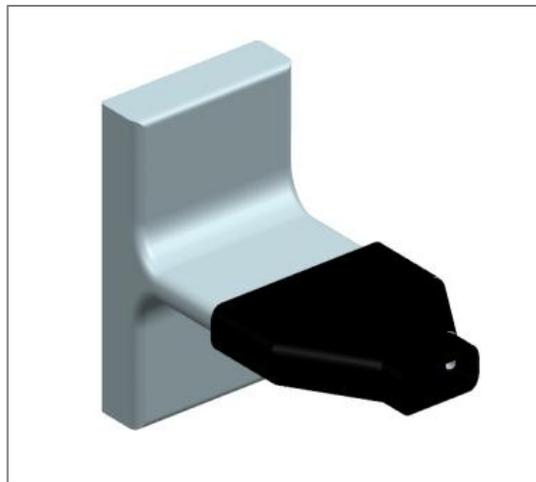


Figura 3.3 – Representação de placa flexível e conexão ao chassi metálicas

Fonte: Autoria própria.

III. Conceito de duas peças com materiais diferentes

Esse conceito surgiu a partir dos dois anteriores e consiste em uma placa flexível feita de fibra de carbono ligada a uma conexão ao chassi metálica. Sendo assim, eliminam-se os problemas de manufatura do compósito sem que se tenha um aumento significativo da peça final em comparação com o primeiro conceito. Os únicos pontos críticos nesse caso seriam a união entre as peças, que continua exigindo uma pesquisa em relação a processos de colagem, e a variação da seção transversal na região da placa flexível, que é feita a partir dos braços da suspensão, os quais geralmente são redondos e ocos, ao contrário da placa, que seria retangular e maciça.

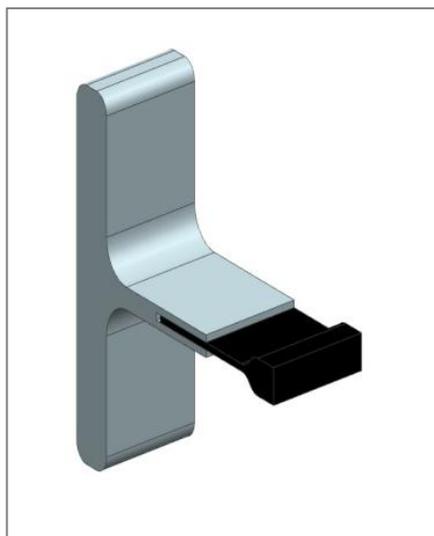


Figura 3.4 - Placa flexível de material compósito e conexão ao chassis metálica

Fonte: Fonte: Autoria própria.

3.1.1 Conceito escolhido para as placas flexíveis

A partir da comparação entre os modelos propostos, optou-se pelo terceiro conceito de placas flexíveis para a realização do projeto da suspensão. Sendo o modelo uma peça única de braço e placa flexível, evita-se o problema de união dessas duas partes, de modo que deve-se apenas atentar para a transição entre eles, conforme mencionado anteriormente. A peça responsável por fixar a suspensão ao chassis será metálica, levando a um aumento no peso do conjunto em relação ao primeiro conceito, porém aumentando a confiabilidade e facilitando o processo de fabricação.

3.2 Perfil dos braços da suspensão

A fim de se desenvolver o melhor design para a suspensão, alguns conceitos para os braços foram levados em conta de acordo com os requisitos propostos e com a ordem de prioridades apresentada no Capítulo 2, de modo análogo ao que foi feito para as placas flexíveis. Os aspectos aerodinâmicos dos braços foram desprezados, porque a velocidade atingida é não é alta o suficiente para que o esforço aplicado nesse sentido seja significativo para o desempenho total do carro. Um dos requisitos mais importantes para a suspensão é a redução de peso e, para isso, optou-se por braços ocos, o que é viável uma vez que os valores de deformação mais elevados ocorrem nas superfícies exteriores e não no interior dos mesmos. A redução de peso também justifica a escolha material, porque a fibra de carbono possui baixa densidade e fornece a resistência mecânica necessárias nas condições e direções

solicitadas. Com base nessas afirmações, os seguintes perfis para o braço da suspensão foram formulados e comparados.

I. Perfil redondo

O perfil redondo para o braço da suspensão é de fácil obtenção, pois é de simples fabricação e vários modelos assim já existem a pronta entrega no mercado. Por outro lado, a transição entre esse perfil e a placa flexível seria extremamente complexa devido à diferença de seção transversal entre os componentes, de modo que uma alternativa a esse problema poderia ser muito onerosa ou muito complexa para ser realizada pelos membros da equipe.

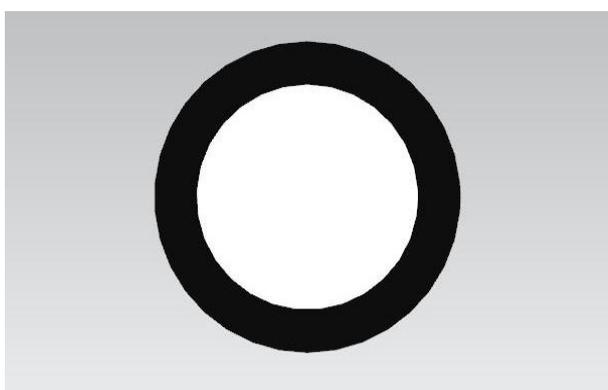


Figura 3.5 - Representação esquemática do perfil circular

Fonte: Fonte: Autoria própria.

II. Perfil elíptico

A seção transversal elíptica é uma opção muito interessante, uma vez que permite que a placa flexível e o braço sejam feitos juntos, a partir de um único molde, com uma transição entre geometrias mais simples em comparação com o perfil redondo. O gargalo neste caso consiste em fabricar o molde com cavidade elíptica, processo caro e trabalhoso. Comprar uma peça pronta não é opção, uma vez que esse perfil não é facilmente encontrado no mercado.

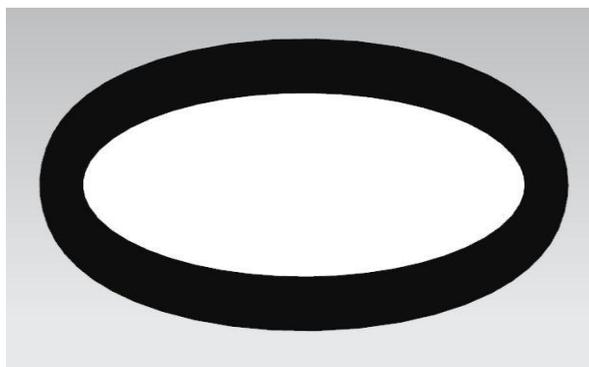


Figura 3.6 - Representação esquemática do perfil elíptico

Fonte: Fonte: Autoria própria.

III. Perfil oblongo

Assim como no perfil proposto anteriormente, a seção transversal oblonga facilita o processo de fabricação da suspensão por permitir que braço e placa flexível sejam feitos como peça única e de transição relativamente simples entre um componente e o outro. Adicionalmente, esse perfil permite uma fácil fabricação de cavidade no molde, reduzindo custos e tempo de produção em comparação com o perfil anterior.



Figura 3.7 - Representação esquemática do perfil oblongo

Fonte: Fonte: Autoria própria.

3.2.1 Conceito escolhido para o perfil dos braços da suspensão

Depois da análise de todos os modelos propostos, o perfil redondo foi descartado devido à dificuldade de fabricação relacionada à transição dessa seção transversal para as placas flexíveis. O segundo modelo pode promover uma vantagem aerodinâmica, mas como isso não é prioridade e resulta em um molde complexo e caro, o modelo escolhido foi o perfil oblongo, que combina as vantagens dos dois modelos anteriores sem adicionar uma desvantagem significativa.

3.3 Conexão entre suspensão e roda

Nesta subseção, a conexão entre os braços da suspensão e a roda será discutida. Esse componente é muito importante, uma vez que é responsável por suportar todo o peso do carro, juntamente com as conexões das outras suspensões, e transmití-lo ao restante do conjunto. Assim como todas as outras, essa peça deve atender a uma série de requerimentos e, de acordo com eles, alguns modelos serão propostos, seguindo a mesma linha de raciocínio das subseções anteriores. Cada proposta, seja de tipo de conexão propriamente dita ou modos de fabricação, será então apresentada junto com as vantagens e desvantagens de cada uma.

I. Primeiro conceito

Este conceito consiste em três partes: braços feitos de material compósito, uma cobertura metálica na intersecção dos dois braços e uma junta esférica. É importante salientar

que os braços são uma peça única e que a junta esférica encontra-se na extremidade da capa metálica.

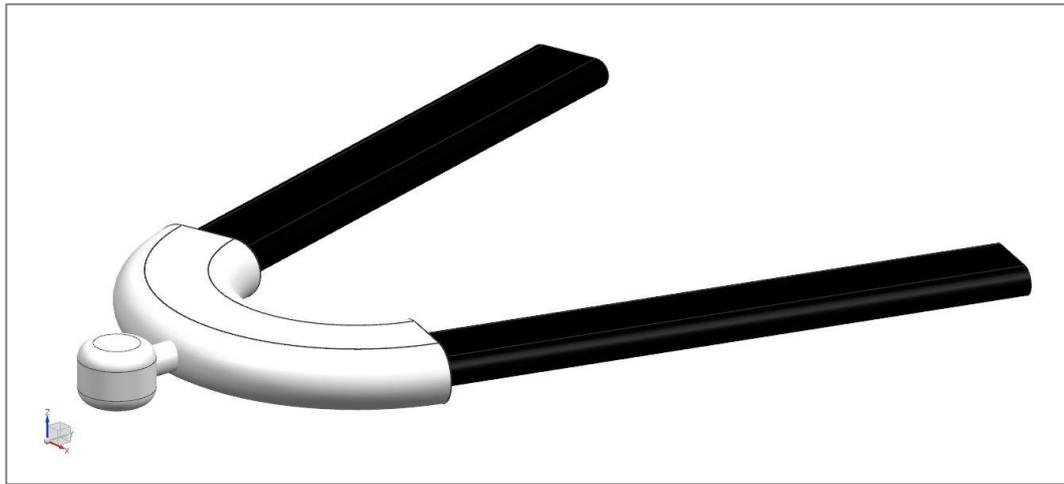


Figura 3.8 – Conexão à roda metálica e peça única de compósito para o braço

Fonte: Autoria Própria

Essa configuração simplifica o processo de montagem, uma vez que apenas uma peça (braço em formato *wishbone*) será ligada ao inserto metálico e a junta esférica se ligaria ao conjunto a partir de uma rosca. Além disso, toda área de contato entre braço e inserto recebe as cargas do sistema, o que significa menos tensão nessa região e, portanto, menos risco de falha desses componentes. Como o inserto metálico não é maciço, não provoca um aumento muito grande da massa total da suspensão. Por outro lado, para evitar concentração de tensões, seu interior deve ter contato perfeito com os braços, o que na prática é algo de difícil obtenção. Outro processo de fabricação que não seria simples neste caso é o dos braços. A região do vértice implica em uma mudança de direção das fibras de carbono e, nessa mesma região, seria ainda necessário fazer um furo para fixação da junta esférica, que atravessa tanto o inserto metálico quanto a fibra de carbono nesse conceito. Esse procedimento tornaria o compósito muito fraco na região do furo e a rosca para fixação da junta esférica estaria sujeita a grandes esforços por suportar e transmitir as cargas para o restante do conjunto, o que aumentaria as chances de falha desse componente.

II. Segundo conceito

Este conceito também é composto por três componentes: braços de material compósito, conector metálico e junta esférica. O braço continua sendo uma peça única que, em seu vértice contém um conector metálico ao qual se une através de um adesivo e que contém a junta esférica em seu topo.



Figura 3.9 – Conexão à roda metálica e peça única de compósito para o braço

Fonte: Autoria Própria

Assim como no conceito anterior, a montagem dos componentes é simples e o conector metálico pode ser usinado já considerando a rosca para fixação da junta esférica. O problema nesta configuração é que os braços continuam sofrendo com a variação de direção das fibras de carbono, de modo que o vértice continua uma região crítica e com grandes chances de falha. Apesar de não ser mais necessário furar o braço para inserção da junta, há uma pequena região de contato entre o inserto metálico e o braço, que devem ser tão pequenos quanto possível para que o conjunto seja leve e que se unem apenas devido à cola entre eles. Assim, tem-se novamente o problema da junta esférica sendo responsável por transmitir toda a carga do sistema para o restante do conjunto.

III. Terceiro conceito

Este conceito busca eliminar o problema já visto anteriormente em relação à orientação das fibras de carbono no vértice. Sendo assim, ele consiste em quatro componentes: dois braços de material compósito feitos separadamente, uma cobertura metálica e a junta esférica.



Figura 3.10 – Conexão à roda metálica com junta esférica ligada por uma haste e dois braços separados de material compósito

Fonte: Autoria Própria

Nesse caso, há uma etapa a mais na montagem, já que dois braços devem ser inseridos no metal. Uma atenção especial deve ser dada a essa união, que implica em mais concentradores de tensões em comparação com braço único. Outro ponto crítico é a junta esférica, que está ligada apenas ao inserto metálico, suportando toda a carga do sistema e a transferindo-na ao restante da suspensão, enquanto as fibras de carbono permanecem intactas.

IV. Quarto conceito

Assim como no item anterior, este conceito é composto por quatro partes: dois braços compósitos, conector metálico e junta esférica. Os braços são ligados ao conector, que não é totalmente oco, e que possui um furo em seu vértice, onde será encaixada a junta esférica.

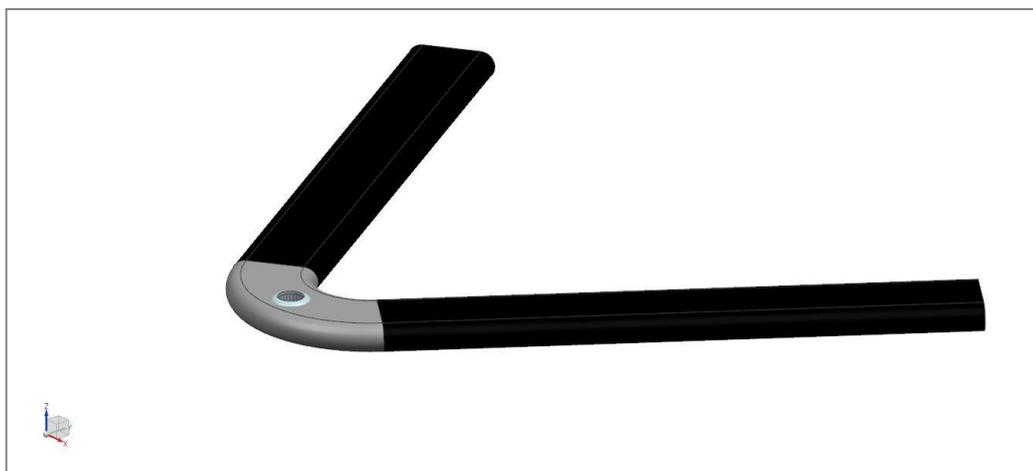


Figura 3.11 – Conexão à roda metálica com cavidade para junta esférica e dois braços de material compósito

Fonte: Autoria Própria

Esse conceito une o fato de que é mais simples fabricar dois braços, em vez de um único, com um conector metálico que proporciona distribuição da carga na região de contato entre braço e junta esférica. O ponto de preocupação neste caso é o inserto metálico, que deve ser bem usinado para garantir confiabilidade na região de contato com os braços e evitar concentradores de tensões nessa região.

3.3.1 Conceito escolhido para a configuração da suspensão

Após propostos os conceitos anteriores, alguns parâmetros foram definidos como essenciais para análise da melhor opção, conforme mostra a Tabela 3.1. Considerando as densidades do material do compósito [10] e do inserto metálico, foram avaliadas as massas de cada conceito. Também foram levados em conta facilidade de produção, tanto do braço quanto do inserto metálico, quantidade de componentes e a facilidade de montagem do conjunto. Os símbolos na tabela referem-se a uma avaliação do grupo, que varia de muito ruim (- -) a muito bom (+ +), e são um resumo das vantagens e desvantagens de cada conceito mencionado.

Tabela 3.1 – Comparação entre os conceitos propostos para a suspensão

Conceito	Massa do braço [g]	Massa da conexão à roda (CR) [g]	Fabricação braços / CR	Montagem	Número de Componentes
I	90	30	- / -	-	+
II	90	45	- / +	+	+
III	90	25	++ / -	+	+
IV	90	20	++ / + -	+	+

Fonte: Autoria própria.

Após análise da tabela, foi escolhido o quarto conceito como melhor configuração para a suspensão, uma vez que ele se adapta adequadamente aos requisitos de projeto.

3.3.2 Otimização do conceito escolhido para o inserto metálico

O inserto metálico, que promove a conexão da suspensão à roda, teve seu formato melhorado para que suportasse as cargas aplicadas na pior situação a que o carro estará sujeito (que será melhor descrita posteriormente) e mantendo o menor peso possível. O resultado da aparência é mostrado na Figura 3.11 e as análises numéricas serão mostradas em capítulos posteriores.

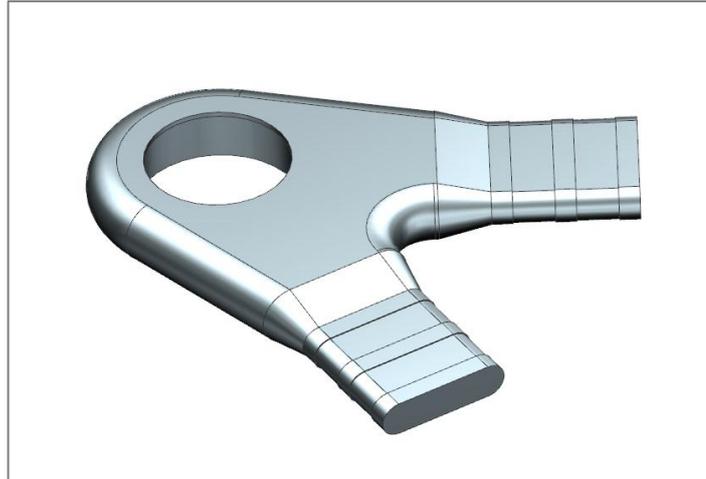


Figura 3.12 – Conexão entre suspensão e roda otimizada

Fonte: Autoria Própria

3.3.3 Adaptação do inserto metálico para fabricação do protótipo

Como se pode observar na Figura 3.11, o formato final do inserto metálico que une roda e suspensão possui geometria relativamente complexa, já que deve permitir que a roda se movimente sem interferências, o que significa que sua produção é cara. Assim, para fins de teste, dois insertos foram produzidos de forma simplificada. Isso foi feito porque as peças em questão não serão efetivamente montadas no carro, de modo que podem ser um pouco maiores, diminuindo algumas etapas do processo de fabricação e reduzindo seu custo final. A Figura 3.12 mostra o inserto fabricado para o teste de tração e da cola, que unirá essa peça a um dos braços compósitos. Já a Figura 3.13 mostra o inserto feito para o protótipo da suspensão, que será submetido a outros testes.



Figura 3.13 – Inserto metálico modificado para realização de teste de tração e da cola entre compósito e metal

Fonte: Autoria Própria

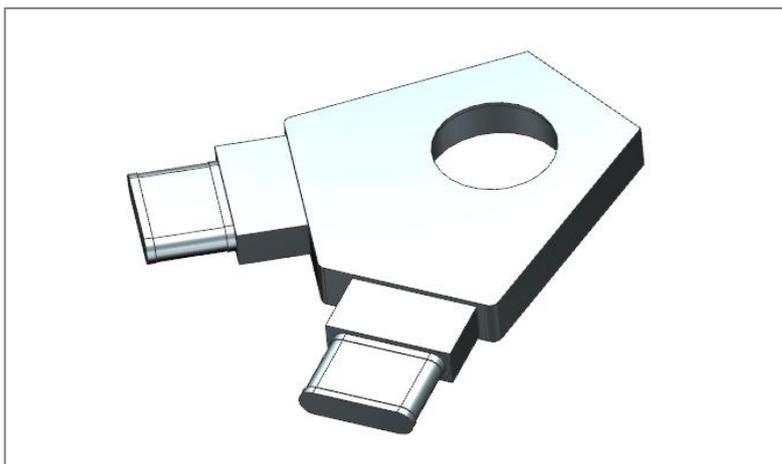


Figura 3.14 – Inserto metálico modificado para montagem do protótipo e realização de outros testes

Fonte: Autoria Própria

3.4 Conexão entre chassis e placa flexível

Outro componente importante para o sistema é a conexão ao chassis, responsável por unir a placa flexível ao carro e que, ao contrário desta, não deve defletir. Isso significa que seu material deve ser bastante resistente, sem prejudicar o peso total da suspensão, e sua fabricação deve ser tão simples quanto o possível. Tendo isso em mente, uma solução metálica parece ser a mais apropriada e será utilizada no projeto. Dentre as ligas disponíveis para o URE, o alumínio foi selecionado por ser leve e resistente. A seguir, são apresentados os conceitos desenvolvidos pelo time para que a melhor configuração seja desenvolvida.

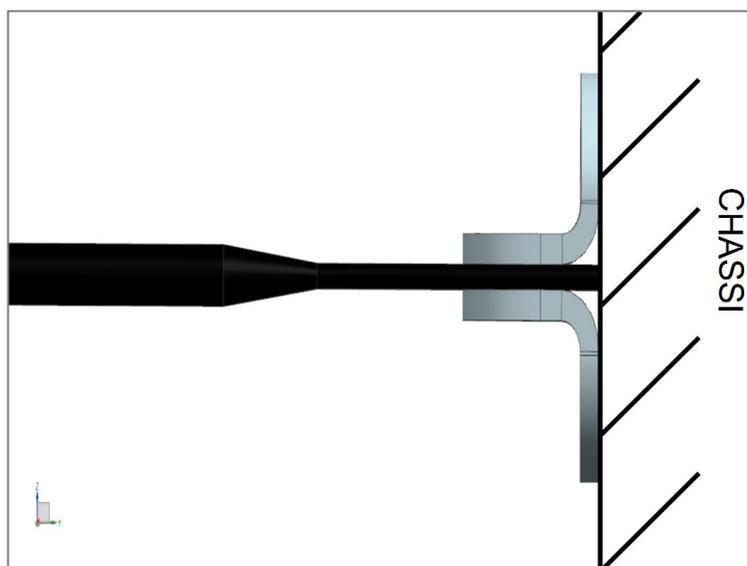


Figura 3.15 – Esquema da conexão entre as placas flexíveis do braço da suspensão e o chassis

Fonte: Autoria Própria

I. Primeiro conceito

O primeiro conceito desenvolvido é conforme mostra a figura abaixo.

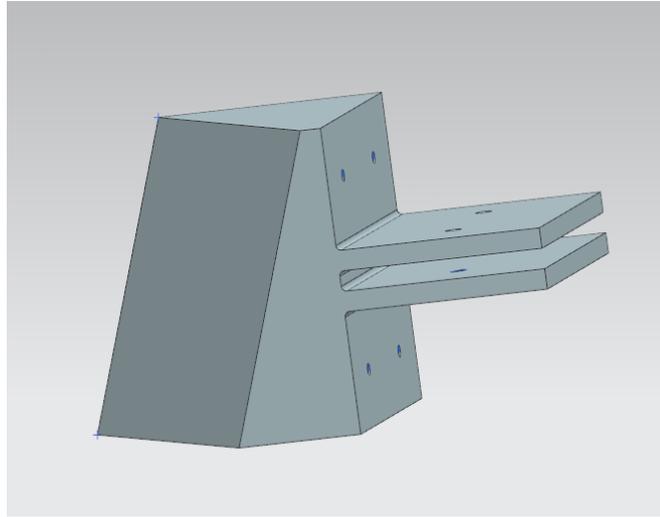


Figura 3.16 – Conexão ao chassis de múltiplos ângulos

Fonte: Autoria Própria

Apesar de robusto e resistente, esse modelo é de difícil fabricação, devido aos ângulos nas arestas, que são necessários para que o componente encaixe perfeitamente em sua posição de fixação no monocoque, além das plataformas, as quais estão muito próximas uma da outra, o que dificulta ou limita a entrada de qualquer ferramenta de corte. Além disso, o ajuste das placas flexíveis entre essas duas plataformas teria que ser perfeito para evitar movimentos livres, o que exigiria uma tolerância muito apertada.

II. Segundo conceito

Em busca de solucionar os problemas do conceito anterior, decidiu-se por um modelo muito mais simplificado, que consiste em duas placas separadas dobradas em “L”. Dessa maneira, a fabricação seria muito mais simples e seria possível fazer ajustes finais no momento da montagem, de modo que não seria necessária uma tolerância muito apertada. Primeiro, uma metade seria fixada no monocoque do carro e em seguida, as placas flexíveis da suspensão seriam apoiadas em cima da face livre. Depois, a outra placa dobrada em “L” seria posicionada em cima da placa flexível e fixada dessa forma ao monocoque, evitando a presença de folgas entre os três componentes. A pressão entre os conectores metálicos e as placas flexíveis de material compósito não é a única responsável pela fixação, há também um parafuso central, conforme se vê na figura abaixo.

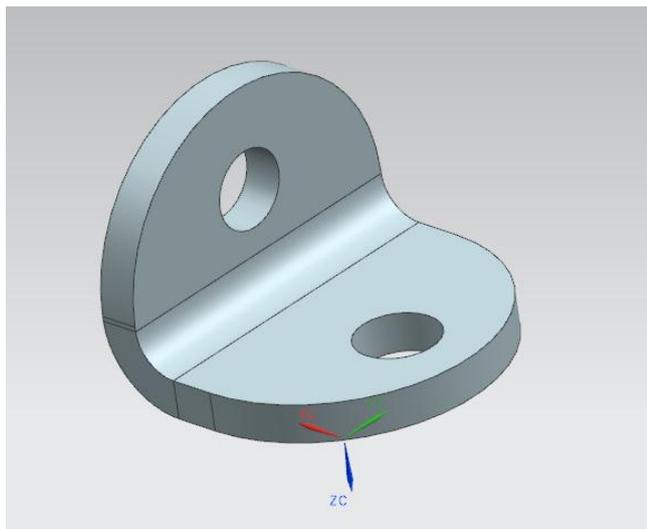


Figura 3.17 – Conexão ao chassis de placa dobrada

Fonte: Autoria Própria

Conforme se observa, o conector metálico possui um formato redondo, o qual é necessário para facilitar o ajuste desse componente com a placa flexível, uma vez que essa possui certa inclinação (ver Figura 3.17). O alinhamento dos componentes entre si se dá primeiramente pelo corte em ângulo da placa flexível, que deve ser feito em razão do formato em “V” da suspensão *wishbone*. A seguir, as placas metálicas podem ser dobradas com o ângulo desejado na vertical.

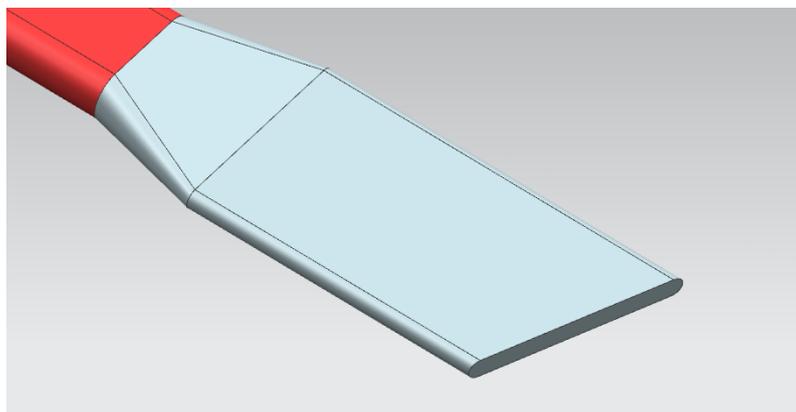


Figura 3.18 – Ângulo lateral da placa flexível

Fonte: Autoria Própria

III. Terceiro conceito

Uma análise de elementos finitos no conceito anterior mostrou alguns problemas em relação a deflexões em uma região próxima ao monocoque, onde as tensões estavam maiores do que aquelas suportadas pelo material metálico. Para solucionar este problema, um novo conceito foi elaborado. Ele é baseado no modelo anterior em relação à possibilidade de ajustes

durante a montagem, porém possui forma mais complexa e fabricação mais cara, uma vez que consiste não mais em duas partes por conector, mas quatro, pois deve adequar-se ao ângulo da placa flexível, que varia para cada braço de cada suspensão. Entretanto, a análise numérica se mostrou favorável, como será visto posteriormente, e o terceiro conceito ficou conforme a figura a seguir.



Figura 3.19 – Conexão ao chassis de placas sobrepostas

Fonte: Autoria Própria

3.4.1 Conceito escolhido para a conexão ao chassis

O conceito escolhido para fazer a conexão entre a placa flexível do braço da suspensão e o carro foi o terceiro modelo, pois este foi o único que se enquadrou de forma adequada ao monocoque do carro ao mesmo tempo em que se mostrou resistente às forças aplicadas.

3.5 Junta esférica

A conexão da suspensão à roda será feita a partir de um inserto de alumínio contendo uma junta esférica. Essa junta foi selecionada de acordo com alguns parâmetros, como por exemplo a espessura do inserto metálico, de 6 mm, e a força atuante nesse ponto, que é de aproximadamente 5,7 kN (mais detalhes no capítulo posterior). Com esses dados, foram selecionadas três possíveis opções: GE8-FW, GE8-UK e GE8-PW. Dentre elas, a junta esférica GE8-FW foi escolhida por atender simultaneamente aos requisitos de força e dimensão. Os detalhes desse componente estão disponíveis no Anexo A.

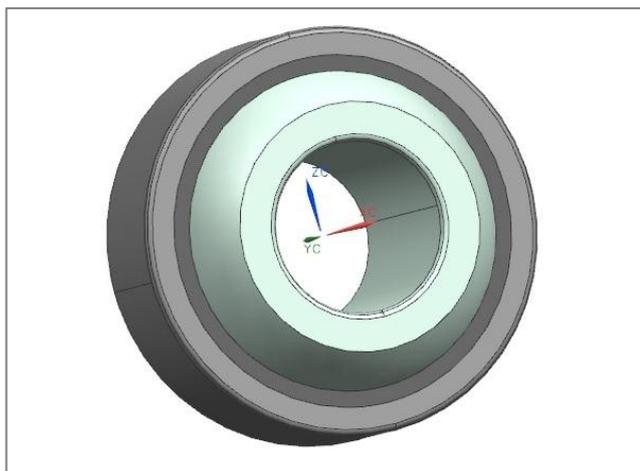


Figura 3.20 – Junta esférica GE8-FW

Fonte: Autoria Própria.

3.6 Processo de colagem

Para unir o inserto de alumínio ao braço de material compósito da suspensão, optou-se pela utilização de uma cola. A equipe URE possui em seu estoque colas ARALDITE-VIBA, e aquela que se adequaria melhor à presente proposta é a ARALDITE 2031, pois possui alta resistência ao cisalhamento, é eficiente tanto para compósitos quanto para metais, suporta altas temperaturas e pode ser curada em temperatura ambiente.

Tabela 3.2 – Características das colas disponíveis

Cola	Resistência ao Cisalhamento [N/mm ²]	Viscosidade [mPa.s]	Máxima Temperatura de Trabalho [°C]
Araldite 2031	24	Tixotrópico	80
Araldite 2015	17	Tixotrópico	100
Araldite 2011	19	35000 - 45000	100

Fonte: Autoria própria.

O cálculo do comprimento de cola necessário para suportar as cargas do sistema foi feito com base em informações do fornecedor e é mostrado abaixo.

$$L_g = \frac{F_{axial}}{L_{cr} \cdot S_s} S_f \quad (3.1)$$

Onde L_g é o comprimento da cola [mm], F_{axial} é a máxima força axial aplicada em um dos braços [N], S_f é o coeficiente de segurança [adimensional], L_{cr} é o comprimento da seção transversal [mm] e S_s é a resistência ao cisalhamento da cola [N/mm²]. Considerando as

dimensões do braço da suspensão e a força axial aplicada a eles, que serão detalhadas futuramente, tem-se:

$$L_g = \frac{3000}{[(2*10) + (2*\pi*(3-1,24))] * 24} * 2 \cong 7,7mm$$

A partir dos cálculos anteriores, conclui-se que será necessário 8 mm de comprimento para a cola, que fica na cavidade do braço composto entre ele e o inserto de alumínio.

3.7 Processo de fabricação

Para desenvolver os braços da suspensão com fibras de carbono, foi necessário ter em mente a manufaturabilidade do produto final e a importância dos moldes, pois os últimos facilitam o processo e o tornam mais rápido. A escolha do processo de fabricação se deu de forma análoga à escolha do conceito de cada componente da suspensão. A escolha do melhor dentre eles foi feita considerando-se acabamento superficial, tolerâncias e precisão dimensional.

I. Processo de fabricação 1

A ideia inicial para o processo de fabricação envolve três moldes: dois externos, para dar forma à suspensão, e um interno, para que ela seja oca. A manufatura desse processo consiste em envolver o molde interno com o “*prepreg*” (fibra de carbono impregnada em uma lâmina de matriz polimérica) e os moldes externos seriam responsáveis por garantir as dimensões externas e o acabamento superficial. Isso se é obtido pela utilização de vácuo, tanto na superfície interna como externa, o que permitiria controle dimensional. A desvantagem do processo é o custo elevado, já que utiliza o vácuo, e a complexidade, já que o interior do braço possui dimensões muito reduzidas para essa operação ocorrer de forma apropriada.

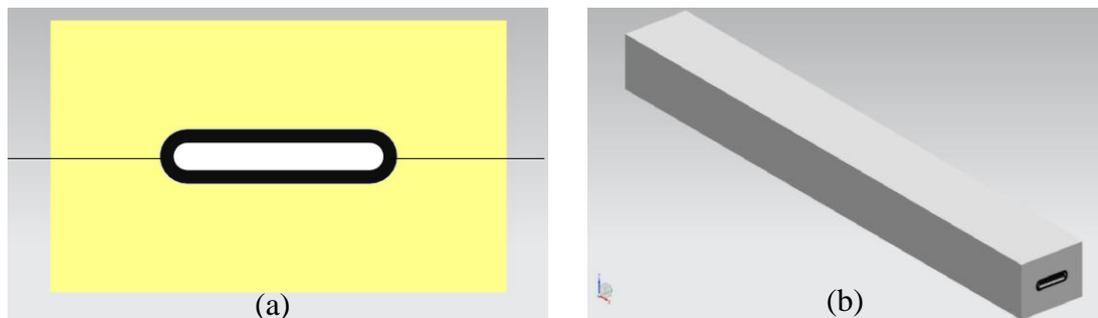


Figura 3.21 – Processo de fabricação 1 a) corte transversal e b) vista isométrica

Fonte: Autoria Própria.

II. Processo de fabricação 2

O segundo processo busca solucionar o problema da complexidade de utilização do vácuo no interior do braço. Neste caso, tanto VARTM (detalhado em capítulos posteriores) quanto *prepreg* podem ser utilizados. Tem-se dois moldes, um externo e outro interno, de modo que apenas um lado da superfície do braço estará sujeito ao controle dimensional e ao acabamento de superfície. O resultado final é mais barato e mais simples de se obter.

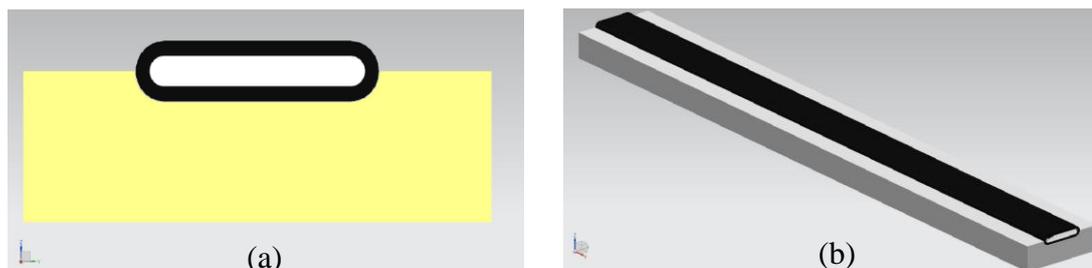


Figura 3.22 – Processo de fabricação 2 a) Corte transversal e b) Vista isométrica

Fonte: Autoria Própria.

III. Processo de fabricação 3

Esse processo é uma simplificação grosseira da ideia inicial. Nele, eliminam-se os dois moldes externos e a fabricação consiste em apenas um molde interno envolto pelas camadas de fibra de carbono, seguido de aplicação de vácuo em torno do conjunto. Apesar de ser um processo extremamente simples, a aplicação de vácuo apenas não garante que a superfície estará uniforme e nem assegura as dimensões finais, o que é necessário não somente para um bom acabamento, mas também para que não haja concentradores de tensões e as cargas sejam suportadas conforme previsto.

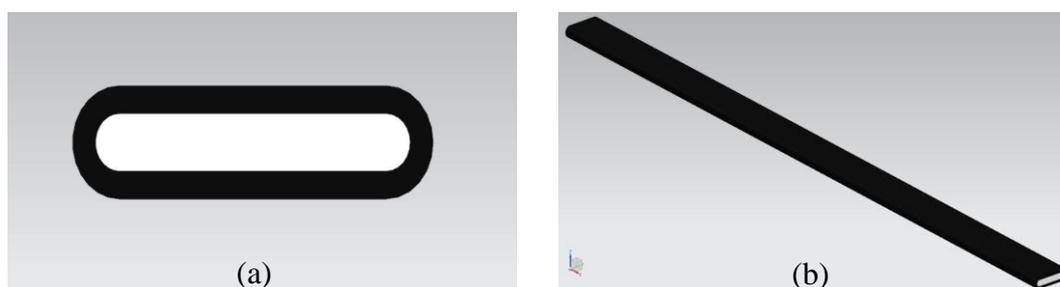


Figura 3.23 – Processo de fabricação 3 a) Corte transversal e b) Vista isométrica

Fonte: Autoria Própria.

IV. Processo de fabricação 4

Neste método, a produção se dá em duas etapas: são feitas duas metades do braço, a parte superior e a parte inferior, para que depois elas sejam unidas com cola. Isso significa

que também as placas flexíveis, responsáveis pela deflexão vertical do carro, são feitas pela união de duas metades. Porém, essa é uma região delicada e não se recomenda utilização de cola para sua estabilidade se houver outras soluções possíveis.

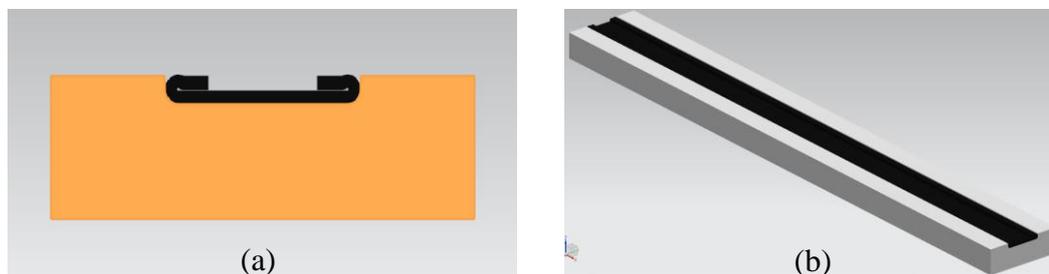


Figura 3.24 – Processo de fabricação 3 a) corte transversal e b) vista isométrica

Fonte: Autoria Própria.

3.7.1 Processo de fabricação escolhido para os braços da suspensão

Após análise de cada um dos métodos de produção propostos, optou-se pelo processo de fabricação 1, pois este proporciona o melhor acabamento superficial e principalmente controle das dimensões da peça. Para isso, apenas um conjunto de moldes será necessário, pois os braços possuem as mesmas dimensões e formatos. A cavidade inferior será mais comprida que a cavidade superior, deixando espaço para as placas flexíveis, que num primeiro momento também são iguais para todos os braços e posteriormente são cortadas para melhor ajuste e posicionamento deste componente no carro.

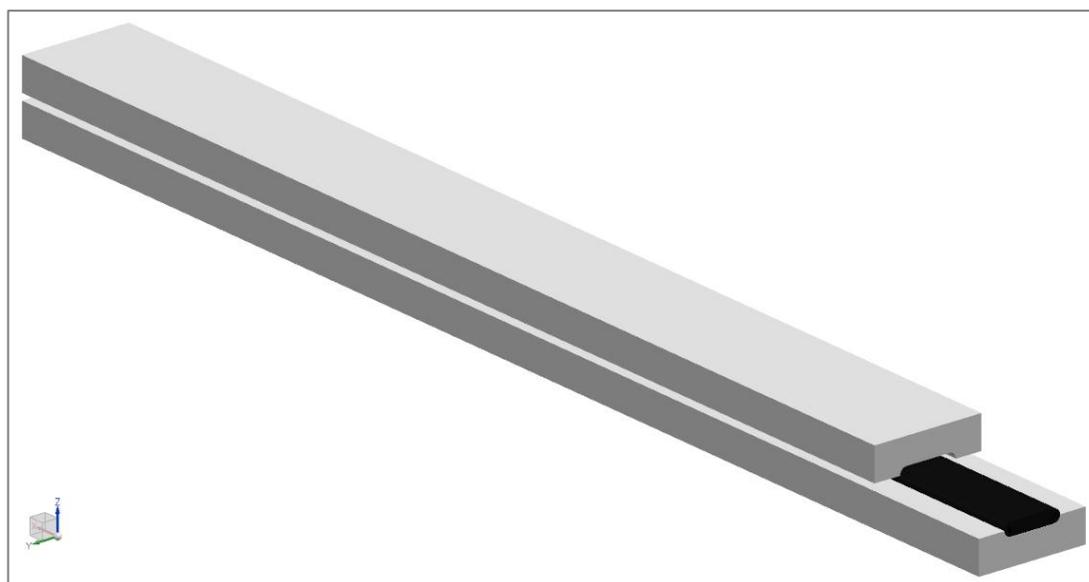


Figura 3.25 – Representação do processo de fabricação escolhido

Fonte: Autoria Própria.

4 CARGAS APLICADAS AO SISTEMA

Todas as forças externas atuando no carro que afetam diretamente a suspensão são decisivas para o projeto. A partir delas, serão definidas as quantidades de camadas de fibra de carbono que os braços e as placas flexíveis devem ter, que tipo de junta esférica deve ser utilizada e as dimensões de cada componente do conjunto. Neste capítulo, as forças atuantes no sistema, bem como suas origens, serão descritas.

4.1 Cargas aplicadas nos braços da suspensão

Os cálculos foram organizados de modo que os pontos de aplicação de cada força correspondam a pontos de fixação. Isso significa que todas as forças externas foram calculadas após deslocamento de seu ponto de origem para um ponto de junta, mas mantendo-se os componentes relativos aos eixos X, Y e Z para que a direção das forças esteja alinhada com a direção dos eixos de referência.

As cargas aplicadas ao sistema que serão utilizadas são aquelas que compõem o pior cenário ao qual o veículo pode estar exposto: frenagem em curva com solavancos. Durante testes e competições passadas, a equipe URE adquiriu dados referentes às acelerações e às coordenadas de fixação dos braços da suspensão e dos amortecedores [2], o que permite que essas cargas sejam calculadas.

4.1.1 Forças aplicadas pelo amortecedor

Nesta sessão, serão calculadas as forças transmitidas aos braços da suspensão pelo amortecedor. Essas cargas são provenientes das forças verticais, que passam para o sistema de molas de absorção de impacto. Este, por sua vez, se conecta em sua extremidade de baixo ao monocoque, próximo ao braço inferior da suspensão, e à roda, com sua extremidade de cima. A tabela abaixo mostra condições iniciais de carregamento estático aplicado ao sistema.

Tabela 4.1 – Cargas aplicadas no sistema

Peso total do carro	275 kg
Peso concentrado em cada roda dianteira	63,75 kg
Carga do amortecedor	1251 N

Fonte: Autoria Própria.

Considerando um sistema tridimensional, as coordenadas das cargas no amortecedor são conforme mostra o sistema de referência abaixo.

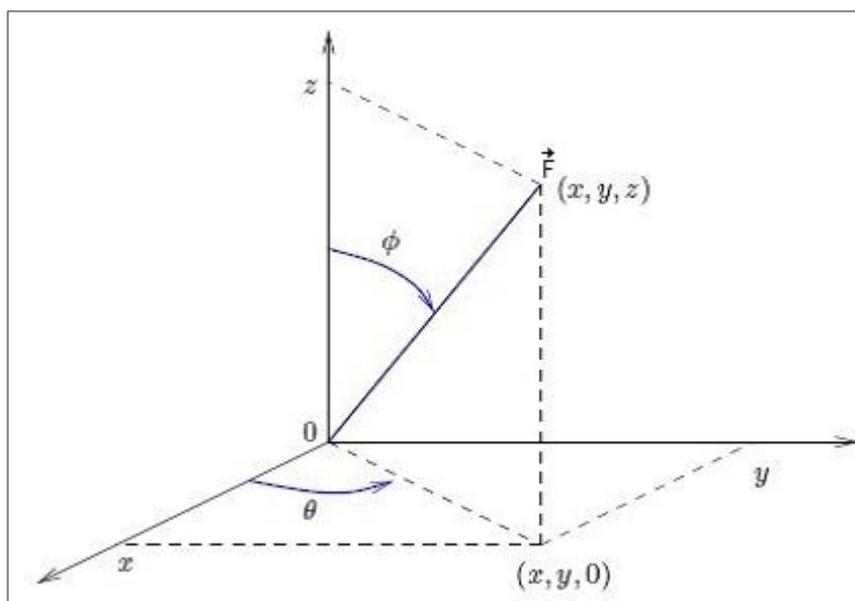


Figura 4.1 – Sistema de referência para cálculo de forças no amortecedor

Fonte: Autoria Própria.

A tabela abaixo mostra as coordenadas das duas extremidades do amortecedor considerando o sistema de referências mencionado.

Tabela 4.2 – Coordenadas do amortecedor [mm]

Extremidade fixa ao monocoque			Extremidade fixa à roda		
X	Y	Z	X	Y	Z
1,425	0,268	0,304	1,527	0,587	0,375

Fonte: Autoria Própria.

Considerando o amortecedor como origem, as componentes e os ângulos dos braços da suspensão são conforme mostra a Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Coordenadas dos ponto de contato dos braços com a roda (região da junta esférica)

Sistema Cartesiano			Sistema Esférico		
X	Y	Z	r	θ	ϕ
925,679 mm	297,612 mm	963,470 mm	1250,775 mm	72,177°	51,023°

Fonte: Autoria Própria.

4.1.2 Carregamento estático do sistema

O ponto de partida para análise de forças é o carregamento estático. Nos pontos em que existem ligações entre braços e amortecedor na roda, devem-se considerar forças de reação, conforme mostra a Figura 4.2. O valor dessas forças é obtido a partir do cálculo de somatório de forças e momentos estáticos.

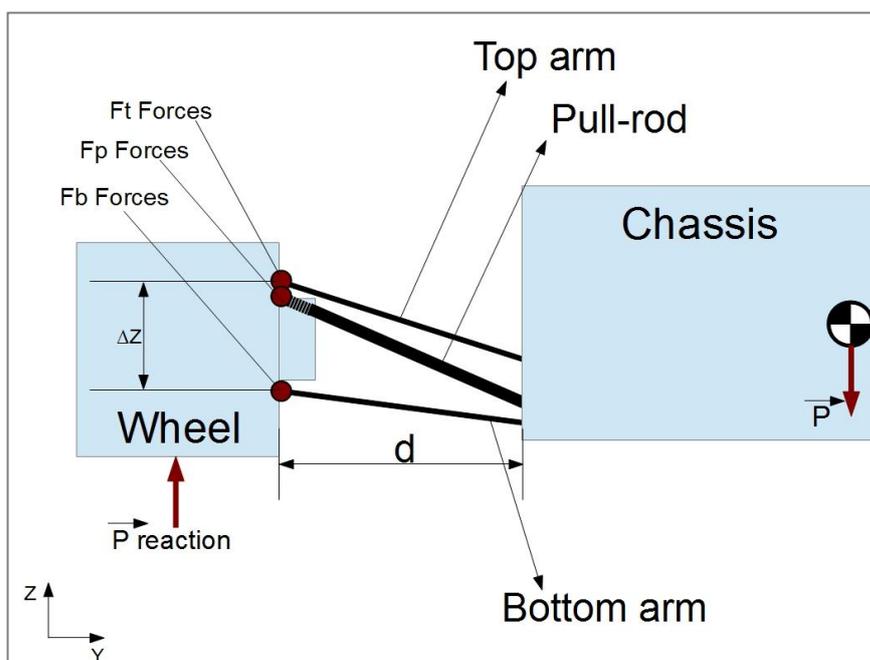


Figura 4.2 – Esquema da lateral esquerda do carro para análise das forças atuantes

Fonte: Autoria Própria.

A força aplicada em uma das rodas da frente pode ser calculada como:

$$P_f = \frac{M_t g}{4} \quad (4.1)$$

Onde P_f é o peso na roda dianteira [N], M_t é a massa total do carro [kg] e g é a aceleração da gravidade, que é considerada $9,81 \text{ m/s}^2$. Assim, é possível calcular as componentes da força aplicada pelo amortecedor F_p :

$$F_{px} = P_f \cdot \text{sen}(\phi) \cdot \cos(\theta) \quad (4.2)$$

$$F_{py} = P_f \cdot \text{sen}(\phi) \cdot \cos(\theta) \quad (4.3)$$

$$F_{pz} = P_f \cdot \text{tg}(\phi) \cdot \text{sen}(\theta) \quad (4.4)$$

As forças aplicadas nos braços na junta esférica superior F_t são calculadas conforme segue:

$$F_{tx} = \frac{F_{px} \cdot \Delta z'}{\Delta z} - F_{px} \quad (4.5)$$

$$F_{ty} = F_{py} - \frac{F_{py} \cdot \Delta z'}{\Delta z} \quad (4.6)$$

$$F_{tz} = F_{pz} \quad (4.7)$$

As forças aplicadas nos braços na junta esférica inferior F_b são calculadas conforme segue:

$$F_{bx} = \frac{F_{px} \cdot \Delta z'}{\Delta z} \quad (4.8)$$

$$F_{by} = \frac{F_{py} \cdot \Delta z'}{\Delta z} \quad (4.9)$$

$$F_{bz} = 0 \quad (4.10)$$

A Tabela 4.4 mostra um resumo para os valores das forças encontradas nos pontos de contato entre os braços e a roda (junta esférica).

Tabela 4.4 – Forças no ponto de contato entre os braços da suspensão e a roda [N]

X			Y			Z		
F_p	F_t	F_b	F_p	F_t	F_b	F_p	F_t	F_b
465	-465	0	150	150	0	480	480	0

Fonte: Autoria Própria.

A diferença observada entre os valores de F_t e F_b é coerente, pois o amortecedor quando projetado para estar no mesmo plano que essas duas forças, acaba por se posicionar no mesmo ponto de F_b .

4.1.3 Força lateral devido à curva

Durante a realização de uma curva, deve-se considerar o surgimento de uma aceleração centrífuga no centro de gravidade do veículo, que é a responsável por mudar a direção do carro a partir da geração de uma força lateral na parte externa do pneu em contato com o

asfalto. Isso faz com que essa região do pneu tenha de suportar mais cargas, as quais são transferidas ao amortecedor em forma de reação que é transmitida também aos braços da suspensão.

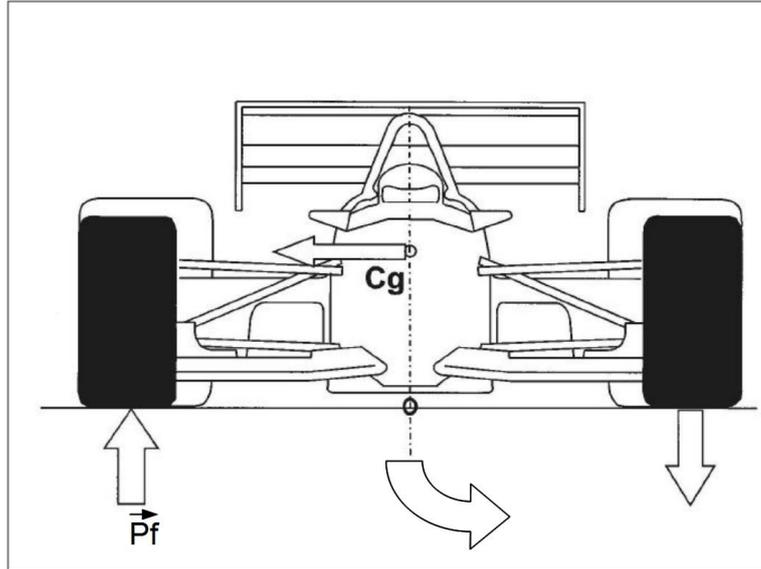


Figura 4.3 – Esquema da frontal das forças atuantes durante a curva

Fonte: Autoria Própria.

A determinação da força necessária para realização de uma curva é feita de maneira semelhante à situação estática, o que varia é a força aplicada pelo amortecedor, F_p , que deve ser acrescida de um valor proveniente da carga lateral que surge nesse momento. A razão que representa a carga transferida para a parte externa dos pneus P_l pode ser expressa como:

$$P_l = \frac{M_t \cdot h_{CoG} \cdot L_{accel}}{TF} \cdot \frac{1}{M_t \cdot g} \quad (4.11)$$

Onde h_{CoG} é a altura do centro de gravidade do veículo [m], L_{accel} é a aceleração lateral máxima [m/s²] e TF é o *Track Front* ou a distância de aplicação da força ao centro de gravidade do carro [m]. Assim, a carga aplicada em uma das rodas dianteiras P_f pode ser escrita como:

$$P_f = \frac{W_l \cdot g}{2} + W_l \cdot P_l \cdot \frac{W_l \cdot g}{2} \quad (4.12)$$

Onde W_l é o peso do carro distribuído lateralmente.

Sabendo que as forças laterais são resultado da aceleração lateral durante a realização da curva na parte mais externa do pneu, a carga em uma situação como essa se concentra na

região dianteira do carro (que efetivamente promove a curva), no ponto de contato do pneu com a pista.

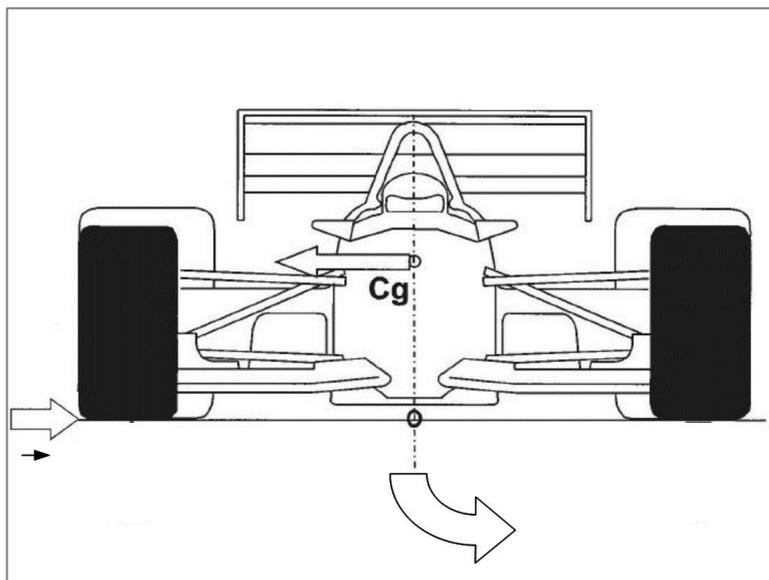


Figura 4.4 – Vista frontal das forças atuantes durante a curva

Fonte: Autoria Própria.

Para determinação das forças atuantes nos braços da suspensão, faz-se necessário determinar a força lateral F_l que atua no sistema.

$$F_l = \frac{M_t \cdot g \cdot L_{accel} \cdot h_{CoG}}{TF} \quad (4.13)$$

A Figura 4.5 mostra uma visão esquemática de determinação das reações nas juntas esféricas:

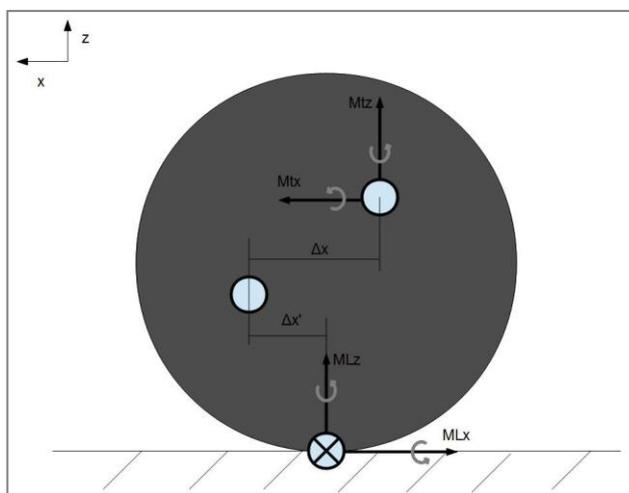


Figura 4.5 – Vista frontal das forças atuantes durante a curva

Fonte: Autoria Própria.

A partir da imagem acima, pode-se escrever:

$$F_{ty} = \frac{-F_l(\Delta X' - \Delta Z')}{(\Delta X - \Delta Z)} \quad (4.14)$$

$$F_{by} = F_l + \frac{F_l(\Delta X' - \Delta Z')}{(\Delta X - \Delta Z)} \quad (4.15)$$

Onde F_{ty} é a reação no braço superior [N] no ponto ligado à roda na direção do eixo Y, F_{by} é a reação no braço inferior [N] no ponto ligado à roda na direção do eixo Y, ΔX é a distância horizontal [m] entre o centro das juntas esféricas superior e inferior, $\Delta X'$ é a distância horizontal [m] entre a junta esférica do braço inferior e o centro da roda, ΔZ é a distância [m] entre as juntas esféricas na vertical (ver Figura 4.2) e $\Delta Z'$ é a distância entre a junta esférica superior e o ponto de fixação do amortecedor.

4.1.4 Forças devido à frenagem retilínea

Durante a frenagem, a inércia do carro dá origem a uma aceleração no centro de gravidade, aumentando a força de reação que já estava presente nas rodas dianteiras. Além disso, há o surgimento de uma nova força aplicada, ligada diretamente ao atrito entre pneu e pista. Assim, essa é uma situação que exige mais da suspensão.

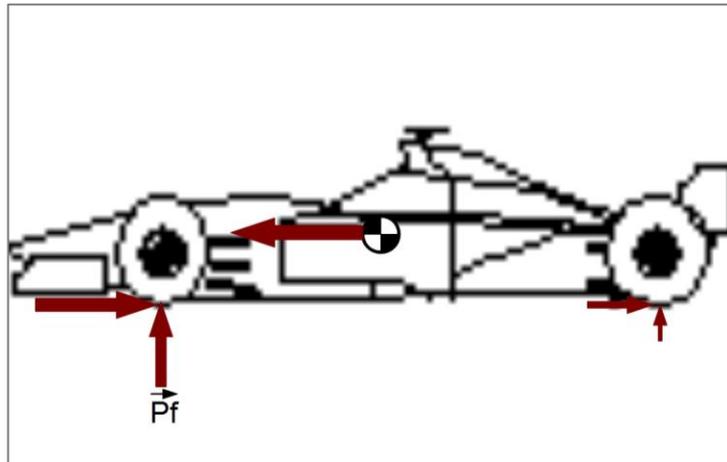


Figura 4.6 – Vista lateral das forças atuantes durante a frenagem

Fonte: Autoria Própria.

De maneira análoga aos cálculos anteriores, há uma variação da distribuição das cargas em relação às rodas. Portanto, é possível estimar uma razão de forças P_l :

$$P_l = \frac{M_t \cdot g \cdot L_{gaccel} \cdot h_{CoG}}{WB} \cdot \frac{1}{M_t \cdot g} \quad (4.16)$$

Onde L_{gaccel} é a aceleração longitudinal máxima [m/s²] e WB é a distância entre eixos dianteiro e traseiro (*wheelbase*) [m].

Tem-se, então, que a carga na roda dianteira (P_f) durante a frenagem é:

$$P_f = \frac{W_{fr} \cdot M_t \cdot g}{2} \cdot \frac{W_{fr} \cdot M_t \cdot g}{2} \cdot P_l \quad (4.17)$$

Para estimar as forças aplicadas nos braços da suspensão devido a uma frenagem retilínea, considerou-se o atrito entre pneus e asfalto, forças aplicadas no sentido longitudinal em uma das rodas dianteiras (de modo que a carga é de aproximadamente 25% da massa total do carro devido à inércia) e os valores mais significativos estão no eixo X, pois as outras reações podem ser desprezadas (as reações verticais são quase totalmente absorvidas pelo amortecedor). Assim, a força transmitida devido à aceleração longitudinal gerada pelo atrito pode ser expressa como:

$$F_g = \frac{M_t \cdot L_{gaccel} \cdot h_{CoG}}{WB} \quad (4.18)$$

Há ainda que se considerar a diferença de cargas entre rodas dianteiras e traseiras, conforme já mencionado. Sendo assim, pode-se definir a força de atrito em uma das rodas dianteiras:

$$F_w = \left(\frac{F_g}{M_t \cdot g} + W_{fr} \right) \cdot F_g \quad (4.19)$$

A partir das expressões acima, é possível determinar as reações no braço da suspensão.

$$F_{tx} = \left(\frac{\Delta Z}{\Delta Z'} \right) \cdot F_g \quad (4.20)$$

$$F_{bx} = -F_w \left(1 + \frac{\Delta Z'}{\Delta Z} \right) \quad (4.21)$$

Onde F_{tx} representa a reação no braço superior e F_{bx} é a reação no braço inferior, ambas na direção do eixo X. A Tabela 4.5 resume os valores encontrados para as reações nos braços durante a frenagem.

Tabela 4.5 – Forças de reação aplicadas nos braços devido à frenagem [N]

X		Y		Z	
F_t	F_b	F_t	F_b	F_t	F_b
260	-235	0	0	0	0

Fonte: Autoria Própria.

4.1.5 Forças devido à inclinação da suspensão

Esta subseção é um estudo sobre as forças do sistema devido à inclinação que surge durante a frenagem. Essa força, a qual se chama em inglês de “*anti-dive*”, é resultado da transferência de carga causada pela inclinação da suspensão, a, que está presente para garantir contato total dos pneus com o chão a todo instante. Essa propriedade do sistema provoca uma diminuição da amplitude de curso da roda durante o acionamento dos freios.

De acordo com Milliken & Milliken [24], a força devido à cambagem F_{AD} na roda dianteira pode ser escrita como:

$$F_{AD} = \frac{M_t \cdot L_{gaccel} \cdot (A_d \cdot h_{CoG})}{WB \cdot Wl} \quad (4.22)$$

Onde A_d é um parâmetro em graus referente à cambagem.

A partir dessas informações e fazendo um somatório de forças e momentos, é possível encontrar as reações nas direções vertical e horizontal, respectivamente:

$$F_{tz} = \frac{-F_{AD} \cdot \Delta X'}{\Delta X} \quad (4.23)$$

$$F_{bx} = -F_{AD} - F_{tz} \quad (4.24)$$

4.1.6 Força líquida aplicada nos braços da suspensão

A força líquida aplicada nos braços da suspensão é aquela que considera todos os casos anteriores atuando ao mesmo tempo, ou seja, o pior caso possível ao qual o sistema pode estar submetido. O projeto dos braços será feito para que eles suportem essa condição, que consiste em frenagem, curva e solavancos ao mesmo tempo, pois apesar de essa situação ser improvável, se o carro puder suportá-la, certamente não irá falhar em condições normais de uso.

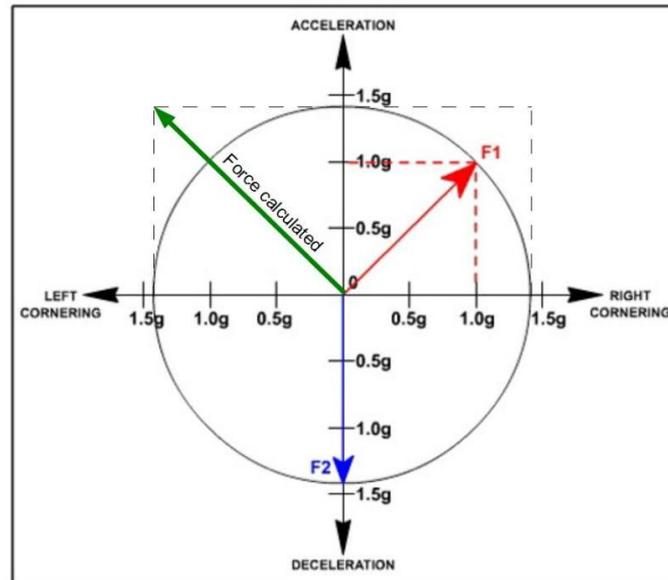


Figura 4.7 – Representação das forças atuantes no pneu na situação de estudo
Fonte: Autoria Própria.

A Figura 4.7 mostra o círculo de tração no pneu. O perímetro é a região de aderência do mesmo ao solo. Se o valor numérico da carga aplicada for menor que o raio da circunferência, o atrito garante que os pneus estarão em curso correto. Porém, se o raio for maior que a carga aplicada, haverá escorregamento e o curso das rodas não estará sob controle. No presente trabalho, as forças máximas durante a curva e a frenagem serão consideradas, de modo que haverá escorregamento, o que acarreta em diminuição das forças, mas o cálculo de forças máximas garante que os braços resistam em qualquer situação.

Cada braço da suspensão tem um comprimento diferente para garantir a cambagem necessária. Assim, as forças foram calculadas separadamente na direção de cada braço, conforme se observa na Tabela 4.6, onde “Total” refere-se à sobreposição das forças na situação de curva com frenagem e solavancos. Para que essas cargas fossem obtidas, as forças aplicadas nas juntas em X, Y e Z, de sessões anteriores, foram utilizadas.

Com as coordenadas de fixação dos braços, tanto na roda quanto no monocoque, é possível determinar vetores direcionais e projetar as forças calculadas nessas direções, de modo a se obter facilmente as cargas em cada osso de cada braço da suspensão.

$$F_i = \frac{\vec{F} \cdot \vec{i}}{|\vec{i}|} \quad (4.24)$$

Onde F_i é a magnitude da força na direção \vec{i} e \vec{F} é o vetor força calculado em sessões anteriores. O valor encontrado pra a força em cada componente de cada braço pode ser visto na tabela abaixo.

Tabela 4.6 – Forças axiais em cada componente dos braços da suspensão [N]

Direção da Força		DSD	TSD	DID	TID
Carregamento Estático		510	30	0	0
Carregamento Dinâmico	Curva	1160	480	-1435	-1330
	Frenagem	200	-90	245	15
	Solavancos	1020	60	0	0
	Total	2380	450	-1200	-1320

Fonte: Autoria Própria.

Legenda: Considerando que os braços são em formato “wishbone”, chamam-se de ossos cada uma das hastes que os compõem. Então, DSD é o osso dianteiro do braço superior da suspensão dianteira; TSD é o osso traseiro do braço superior da suspensão dianteira; DID é o osso dianteiro do braço inferior da suspensão dianteira; TID é o osso traseiro do braço inferior da suspensão dianteira. As suspensões dianteiras são utilizadas por serem as mais solicitadas em situações de curva ou frenagem.

4.2 Carga nas placas flexíveis

As placas flexíveis são uma região delicada dos braços da suspensão. Para que sejam projetadas, é necessário primeiramente entender o comportamento desse componente quando sujeito às cargas do sistema.

As forças atuantes no carro foram determinadas na sessão 4.1. Com base nas cargas aplicadas nas juntas, será feita a análise das forças nas placas flexíveis. Apesar de elas ocorrerem em um espaço tridimensional, as placas flexíveis não são afetadas em sua direção longitudinal, portanto podem ser desprezadas na presente análise, que será feita em duas dimensões, conforme mostra a imagem abaixo.

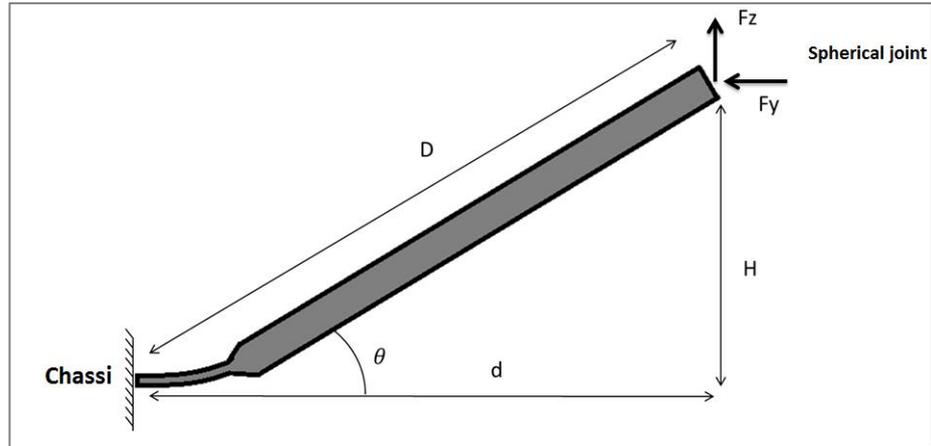


Figura 4.8 – Suspensão vista lateralmente

Fonte: Autoria Própria.

A Figura 4.8 representa a carga total na pior situação possível, que conforme visto, engloba frenagem, curva e solavancos ao mesmo tempo. Como o papel das placas flexíveis é proporcionar determinada deflexão vertical (uma polegada para cima e uma para baixo, de acordo com as regras da competição), para analisar seu comportamento, a placa flexível será aproximada para o caso de uma viga em balanço, de modo que as forças na junta esférica (F_z e F_y) serão transmitidas em forma de momento fletor para a placa flexível na região que é fixa ao chassi. Como a deflexão não deve ocorrer nos braços sob nenhuma circunstância, eles devem ser mais rígidos que as placas flexíveis.

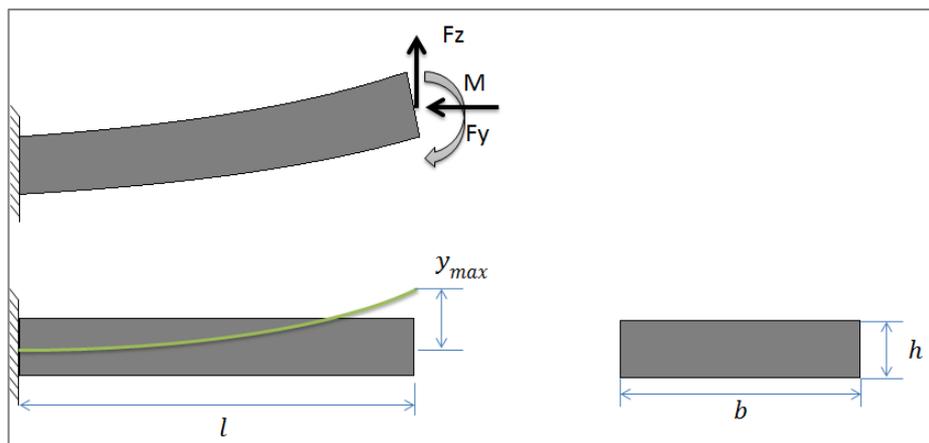


Figura 4.9 – Simplificação da placa flexível para o caso de uma viga em balanço

Fonte: Autoria Própria.

A figura 4.9 mostra um esquema da simplificação para o caso de uma viga e a equação que descreve a deflexão vertical máxima (y_{max}), devido aos momentos e à carga vertical aplicados, é conforme segue.

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{F_z l^3}{3EI} + \frac{Ml^2}{2EI} \quad (4.25)$$

Onde o F_z é a força vertical atuando na junta esférica [N], l é o comprimento da placa flexível [m], E é o módulo de elasticidade do material [Pa], I é o momento de inércia da seção transversal [m⁴] e M é o momento fletor ocasionado pelas forças do sistema [Nm]. Pode-se observar que, na equação 4.25, o primeiro termo refere-se à deflexão causada pela componente vertical da força do sistema e o segundo termo àquela devido ao momento fletor, o qual pode ser expresso de acordo com a equação 4.26.

$$M = F_z d + F_y H \quad (4.26)$$

Onde F_y é a força lateral atuando no sistema [N], H é a altura permitida para o deslocamento vertical da placa flexível [m] e d é a projeção do braço da suspensão no eixo horizontal [m].

Sabendo que o momento de inércia para a placa flexível é conforme mostra a equação 4.27, é possível obter a expressão simplificada para a deflexão máxima, conforme mostra a equação 4.28.

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (4.27)$$

Onde b representa a largura da placa flexível [m] e h sua espessura [m].

$$y_{m\acute{a}x} = l \cdot \text{tg}(\theta) \quad (4.28)$$

Onde l é o comprimento da placa flexível [m] e $\theta = \text{arctg}(H/d)$ [°].

Rearranjando as equações anteriores na expressão 4.25, é possível obter uma relação que defina a espessura necessária para que a placa flexível proporcione a deflexão apropriada.

$$h = \sqrt[3]{\frac{\text{tg}(\theta)}{bE} \cdot (16 \cdot F_y l^2 + 6l \cdot (F_z d + F_y H))} \quad (4.30)$$

Considerando-se $E = 130\text{GPa}$, $H = 25,4\text{mm}$ e as forças obtidas no Capítulo 4, foram arbitrados diversos valores para as dimensões da placa flexível (l , b e d) até se obter uma espessura ótima de 1,24 mm para a mesma.

Como a abordagem do atual projeto considera um material isotrópico, é possível considerar apenas os parâmetros geométricos, propriedades do material e forças aplicadas, conforme a equação 4.30, para verificação do resultado obtido e os cálculos podem ser feitos com o Matlab. No software, a análise também será feita levando-se em conta tensões desalinhadas, de acordo com a figura 4.11, que representa a pior situação possível a que a placa flexível estaria sujeita.

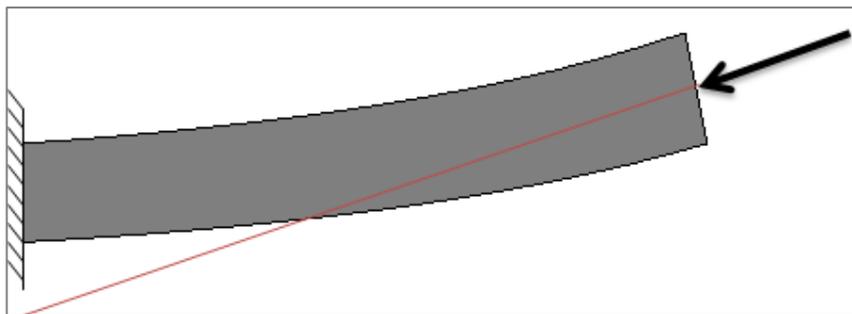


Figura 4.10 – Tensão desalinhada atuando na placa flexível

Fonte: Autoria Própria.

5 O PROJETO DA SUSPENSÃO

O capítulo que se segue irá combinar todas as informações anteriores. Depois de definida a geometria de cada componente e de todas as forças atuantes terem sido calculadas, é possível projetar efetivamente a suspensão do URE08. No desenvolvimento abaixo, todas as dimensões e coeficientes de segurança de todos os componentes são determinados.

5.1 Braços em formato *wishbone*

Como visto no capítulo 3, a decisão sobre o conceito dos braços da suspensão levou em conta uma série de fatores. Optou-se por fabricá-los juntamente com as placas flexíveis, de modo a formar uma peça única, e a transição entre eles passou a ser um ponto crítico. Isso porque esta região precisa ser rígida o bastante para suportar as cargas, mas flexível o bastante para proporcionar a movimentação de que as rodas necessitam. Além disso, deve-se atentar para sua fabricação, que não pode ser muito complexa, de modo a permitir que os membros da equipe sejam capazes de produzi-las. Além disso, diminuição de peso foi um fator importante para a decisão sobre o conceito.

Uma seção transversal redonda para os braços não apenas dificultaria a fabricação da transição para a placa flexível como não seria um formato otimizado em relação à massa. Isso porque as forças suportadas pelo braço são laterais, já que o amortecedor absorve quase toda carga vertical. Sendo assim, haveria excesso de material na parte superior e inferior do braço da suspensão, conforme ilustra a imagem abaixo. Isso é facilmente contornado a partir da utilização de uma seção transversal elíptica ou oblonga, as quais possuem mais material na região de aplicação da força e nenhum material na região que não recebe força alguma.

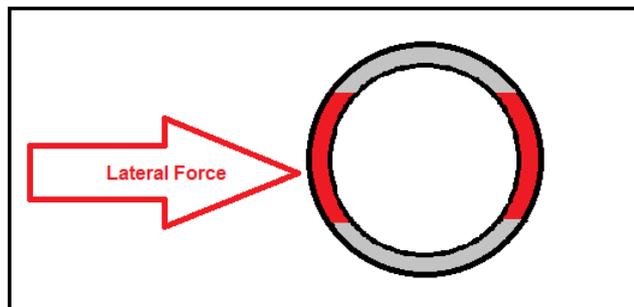


Figura 5.1 – Força lateral aplicada em uma suspensão de seção circular

Fonte: Autoria Própria.

Ainda referenciando o capítulo 3, o formato oblongo foi escolhido em vez do perfil elíptico unicamente devido à facilidade de produção. Isso porque o molde de perfil oblongo

não exige tolerâncias tão apertadas como o elíptico, facilitando a fabricação e diminuindo os custos do molde. A Figura 5.2 mostra a seção transversal do perfil do braço da suspensão.

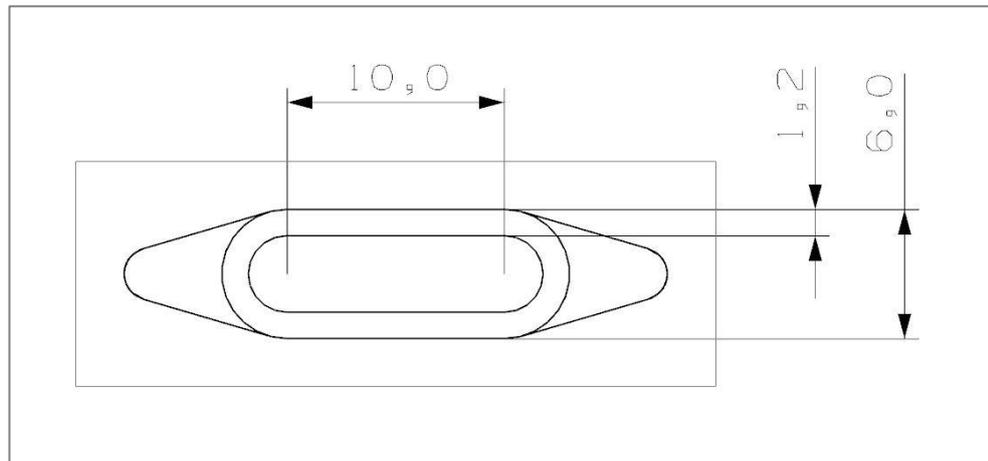


Figura 5.2 – Seção transversal do braço oblongo a ser produzido e suas dimensões
Fonte: Autoria Própria.

A espessura da parede foi definida com base na equação 4.30 da placa flexível. Uma vez que ambas formam uma única peça, variar esse valor não seria uma boa decisão para fabricação. Assim, o resultado de 1,24 mm para a espessura da placa flexível e da parede do osso foi obtido, o que significa que seis camadas de fibra de carbono devem ser utilizadas (ver sessão 5.3). As outras dimensões também foram determinadas a partir da placa flexível, mas considerando-se que as cargas deveriam ser suportadas de forma rígida. Uma boa alternativa para isso foi fazer o braço oco, pois assim, mantém-se o peso, a mesma quantidade de camadas de fibra de carbono que a placa flexível e aumenta-se o momento de inércia da seção.

5.2 Placas flexíveis

Depois de feita a escolha do conceito das placas flexíveis, as equações do capítulo 4 foram utilizadas para que suas dimensões pudessem ser determinadas. Da expressão 4.30, obteve-se o valor de 1,24 mm de espessura para a placa flexível, considerando-se $E = 130\text{GPa}$ e $H = 25,4\text{mm}$. Nessa expressão, l , b e h são o comprimento, a largura e a espessura da placa flexível, respectivamente. A seguir, será detalhada a obtenção de valores otimizados para esses parâmetros.

Os valores para F_y e F_z são diferentes para cada placa flexível, porque variam de acordo com a posição da suspensão em relação ao carro e à roda (dianteira ou traseira e superior ou inferior). Devido ao alinhamento em relação ao amortecedor, os braços inferiores

devem suportar uma carga menor. Será levado em consideração que apenas 5% das cargas verticais serão transmitidas para as placas flexíveis, pois os 95% restantes são absorvidos pelo amortecedor. Tendo isso em mente e a partir dos dados obtidos na sessão 4.1, a força vertical nas placas flexíveis superiores é de 25N e nas inferiores 10N.

Para definição dos parâmetros geométricos, l e b foram variados entre valores apropriados de maneira livre. A espessura h , entretanto, exige um cuidado, pois ela altera o número de camadas de fibra de carbono. Para cada conjunto de valores desses parâmetros, as tensões devem ser analisadas. Caso haja falha de ao menos uma lâmina, eles devem ser alterados, pois comprometem todo o sistema, de modo que a análise de tensões é realizada de modo iterativo. No Apêndice D tem-se o cálculo das tensões camada por camada e no Apêndice E os códigos utilizados no Matlab, o que pode facilitar o entendimento desse processo. A Tabela 5.1 representa as dimensões das placas flexíveis capazes de suportar as cargas aplicadas.

Tabela 5.1 – Dimensões das placas flexíveis [mm]

Placas Flexíveis Superiores			Placas Flexíveis Inferiores		
b	h	l	b	h	l
25	1,24	20	25	1,24	15

Fonte: Autoria Própria.

5.3 Cálculo das camadas de fibra de carbono

Conforme mencionado na sessão anterior, seis camadas de fibra de carbono serão utilizadas. As duas primeiras, na região interna do braço, são feitas com fibras trançadas a 45° entre si de 0,22 mm de espessura. As duas camadas seguintes são de fibras unidirecionais, de 0,20 mm de espessura, e as duas camadas mais externas também são de fibras trançadas com 0,22 mm de espessura. Por ser um componente laminar, os cálculos anteriores são muito simplificados e não representam a situação real para os braços e as placas flexíveis. Sendo assim, o cálculo da resistência mecânica e o critério de falha para o componente mais crítico, que é a placa flexível, serão realizados para cada uma das camadas de fibra de carbono considerando sua distribuição, suas direções e propriedades do material a partir do Matlab.

O código utilizado no software é baseado na Teoria da Laminação [16], estudada em uma disciplina no exterior, e no estado plano de tensões (ver Apêndice D). Os valores da Tabela 5.2 foram obtidos a partir do catálogo do distribuidor [14] e os valores da Tabela 5.3

são obtidos a partir de cálculos anteriores e dos requerimentos de projeto. Chama-se de “N” a matriz de forças e “M” a matriz de momentos que, nesse caso, aparecem nas direções xx, xy e yy. O símbolo grego “ γ ” representa a o ângulo da deflexão máxima da placa flexível e o comprimento l e a altura h da mesma foram determinados em sessões anteriores.

Tabela 5.2 – Propriedades do material compósito

Parâmetro	ID = 1	ID = 2
$E1$ [Pa]	$1,30 \cdot 10^{10}$	$6,25 \cdot 10^{10}$
$E2$ [Pa]	$7,22 \cdot 10^9$	$6,25 \cdot 10^{10}$
$G12$ [Pa]	$4,23 \cdot 10^9$	$3,71 \cdot 10^9$
$Ni12$	0,337	0,037
$Ni21$	18,72	0,037
t [mm]	0,20	0,22
Tração Longitudinal [MPa]	1433,6	593,3
Compressão Longitudinal [MPa]	1003,3	489,6
Tração Transvesal [MPa]	32,5	593,3
Compressão Transvesal [MPa]	108,3	489,6

Fonte: Autoria Própria.

Legenda: $E1$: módulo de elasticidade longitudinal; $E2$: módulo de elasticidade transversal; $G12$: módulo de elasticidade cisalhante; $Ni12$: coeficiente de Poisson longitudinal; $Ni21$: coeficiente de Poisson transversal; t : espessura da camada de fibra de carbono; ID = 1: representa fibras unidirecionais no código de programação e ID = 2: representa fibras trançadas no código de programação.

Tabela 5.3 – Condições de contorno para as placas flexíveis

l [mm]	0,025	N_{xx} [mm]	2400	M_{xx} [N/m ²]	0
b [mm]	0,025	N_{yy} [mm]	4000	M_{yy} [N/m ²]	0
γ [°]	3,5	N_{xy} [mm]	20	M_{xy} [N/m ²]	0

Fonte: Autoria Própria.

De acordo com a Teoria da Laminação, a distribuição das camadas de fibra de carbono deve ser feita de forma simétrica e balanceada, mesmo porque a consideração de isotropia é feita para os cálculos. Assim, a distribuição de θ camadas terá a seguinte orientação:

$$\theta = [0^\circ \quad 0^\circ \quad -45^\circ \quad 45^\circ \quad 0^\circ \quad 0^\circ]$$

Onde os ângulos representam a orientação das fibras das lâminas de carbono em relação à direção longitudinal da placa flexível. Além de suportar as cargas, espera-se que a suspensão tenha uma boa aparência, portanto as camadas externas são de fibras trançadas, que garantem um melhor acabamento superficial, enquanto as lâminas internas são unidirecionais.

Nessas condições, o resultado a partir do Matlab é mostrado na tabela que segue.

Tabela 5.4 – Resultados do Matlab dos cálculos por camadas

TRANÇADO 0°	UD 0°	UD -45°	UD 45	UD 0°	TRANÇADO 0°
Deformação Longitudinal [mm]					
-0,0025	-0,0014	-0,0005	0,0005	0,0015	0,0025
0,0001	0,0001	0,0000	0,0000	-0,0001	-0,0001
-0,0003	-0,0003	-0,0003	-0,0003	-0,0004	-0,0004
Deformação por Flexão [mm]					
0,0005	-0,0003	-0,0001	0,0001	0,0003	-0,0005
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Tensões de Flexão [MPa]					
186,71	229,50	-11,50	12,88	235,49	189,56
1,71	-3,71	-6,49	7,41	3,76	-2,14
-1,22	-1,41	5,53	6,48	-1,49	-1,33

Fonte: Autoria Própria.

Como a carga máxima suportada por cada lâmina de fibra de carbono unidirecional (UD) é de 1433,6 MPa e de 593,3 MPa para fibras trançadas (ver Apêndice C), à princípio, nenhuma das lâminas irá falhar, já que de acordo com a tabela acima, todas as cargas estão abaixo de 300 MPa. Para confirmar a validade dessa informação, foram aplicados os critérios de falha de Tsai-Wu, Tsai-Hill, Deformação Máxima (*Maximum Strain Yield*) e Tensão Máxima (*Maximum Stress Yield*). Os resultados também foram favoráveis à análise laminar e são representados de acordo com a figura abaixo.

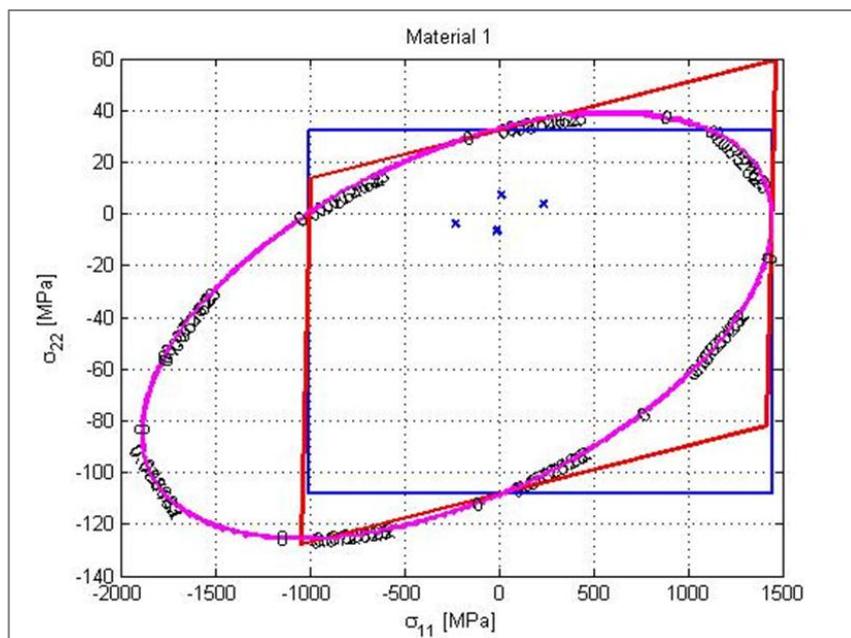


Figura 5.3 – Critério de falhas pra fibras de carbono unidimensionais

Fonte: Autoria Própria.

Os pontos no gráfico representam as tensões às quais estão submetidas as lâminas unidimensionais. Como os quatro estão dentro dos limites impostos por cada critério de falha, representados pelas cores azul, vermelho e rosa, pode-se afirmar que não haverá falha.

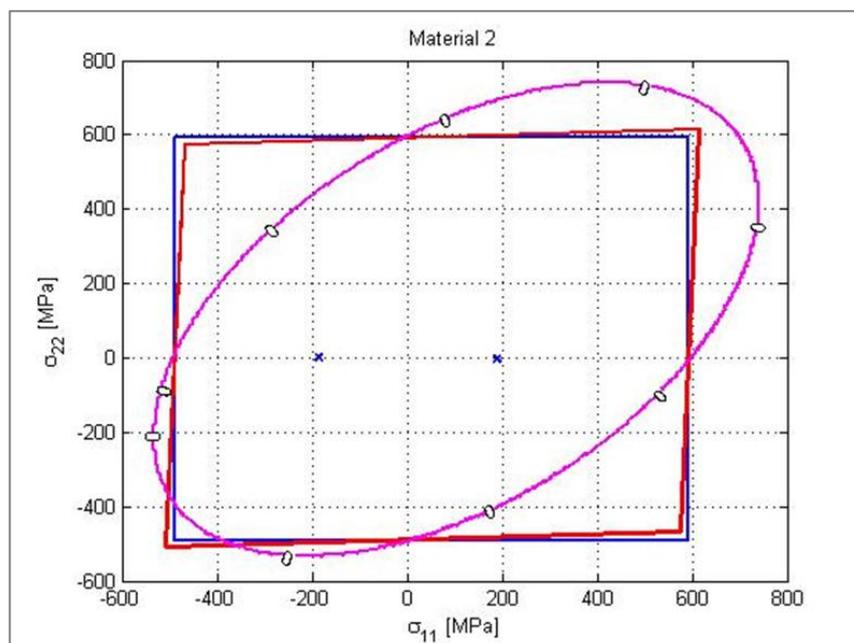


Figura 5.4 – Critério de falhas pra fibras de carbono trançadas

Fonte: Autoria Própria.

Os pontos no gráfico representam as tensões às quais estão submetidas as lâminas trançadas. Como os dois estão dentro dos limites impostos por cada critério de falha, representados pelas cores azul, vermelho e rosa, pode-se afirmar que não haverá falha.

A partir da análise dos critérios de falha acima, é possível afirmar que as placas flexíveis não irão falhar por falta de lâminas ou por lâminas frágeis. Assim, uma última análise de resistência mecânica será feita adicionalmente pelo software Ansys, simulando as condições reais e considerando a ação conjunta das lâminas de fibra de carbono.

5.4 Conexão ao chassis

De acordo com as regras da competição apresentadas no Apêndice A, para obtenção de uma nota 5 e considerando as forças aplicadas, estimou-se que parafusos de 6,35 mm de diâmetro com 3 mm de espessura seriam necessários, de modo que o raio de curvatura para esse caso seria o triplo da espessura, portanto 9 mm. Para validar essa escolha, a expressão 4.30 foi rearranjada para que resultasse na força vertical, conforme segue.

$$F_z = \frac{\operatorname{tg}(\theta) \cdot b \cdot h^3 \cdot E - 6F_y \cdot H \cdot l}{4l^2 + 6d \cdot l} \quad (5.1)$$

Considerou-se o sistema de fixação como uma viga de 8,44 mm de espessura (relacionada ao braço da suspensão) que seria dobrada, o que exigiria um material dúctil, porém forte o bastante para não romper ou se deformar plasticamente. Assim, O alumínio 1050A, metal leve e resistente com $E = 69Gpa$, foi escolhido para fazer a conexão entre suspensão e chassis. A força necessária para defletir essa conexão da mesma quantidade que as placas flexíveis seria de aproximadamente 20 N. Isso significa que essa conexão irá sofrer deformação plástica caso receba uma força de aproximadamente 2 kg, o que atente aos requerimentos da competição de no mínimo duas polegadas de deflexão, uma vez que o carro certamente terá mais de 2kg.

5.5 Conceito final

A partir de todas as informações anteriores, foi possível desenvolver o projeto final da suspensão, o qual é ilustrado na imagem abaixo.



Figura 5.5 – Ilustração dos componentes da suspensão montados na roda
Fonte: Autorial Própria.



Figura 5.6 – Foto do protótipo da suspensão com todos os seus componentes
Fonte: Autorial Própria.

6 ANÁLISE NUMÉRICA

Para validação do modelo definido no capítulo anterior, algumas simulações numéricas são necessárias. Se após essa avaliação os resultados continuarem favoráveis, a probabilidade de que a suspensão aguente as condições de trabalho se elevam muito. Caso contrário, algumas revisões no projeto terão de ser feitas.

6.1 Método dos Elementos Finitos para a conexão à roda

Para simulação das condições reais na conexão à roda, foi utilizado o software NX Unigraphics, que considera as condições de contorno e a pior situação à qual a suspensão pode estar sujeita.

A Figura 6.1 mostra que a tensão máxima no pior caso não passa de 154 MPa, que é menor do que a resistência do material, portanto não haverá falha nesse componente sob essas circunstâncias. De acordo com a Figura 6.2, pode-se ainda concluir que a deformação máxima também não é crítica.

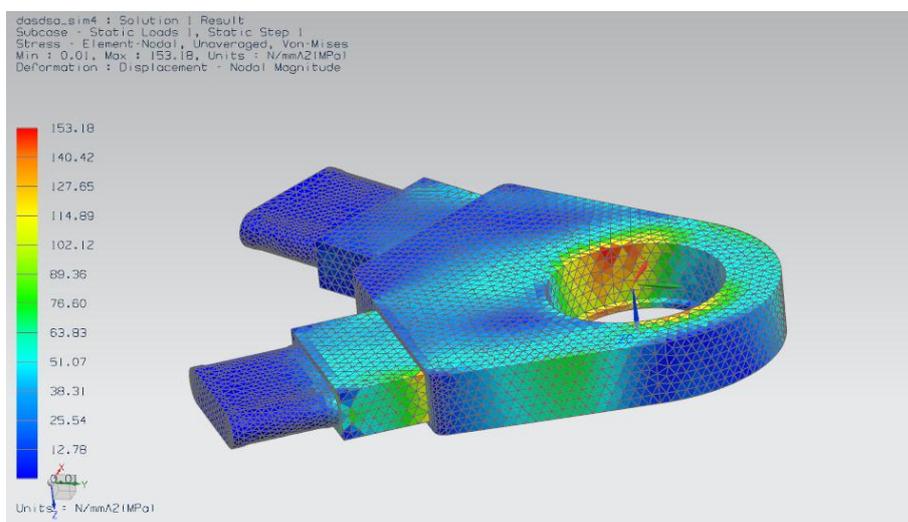


Figura 6.1 – Distribuição de tensões na conexão à roda

Fonte: Autoria Própria.

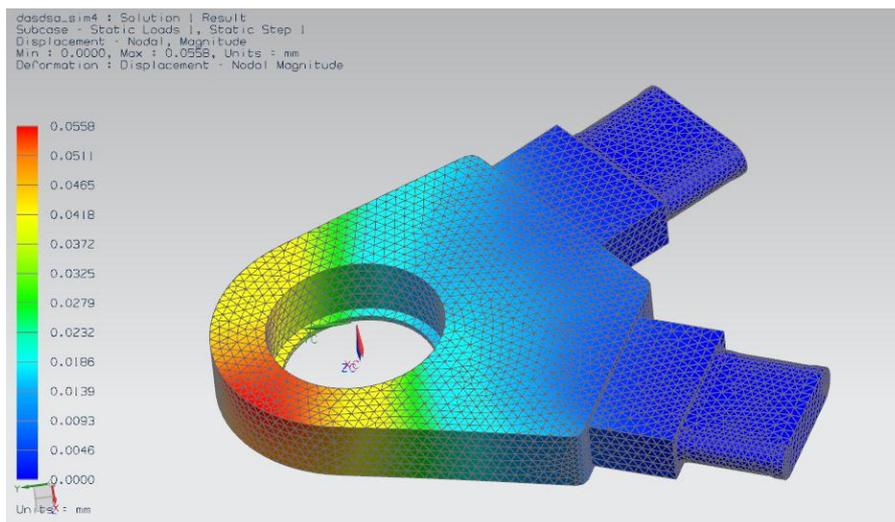


Figura 6.2 – Deformações na conexão à roda

Fonte: Autorial Própria.

Uma vez que esse componente está conectado aos braços da suspensão, ele estará sujeito a oscilações durante sua vida útil, de modo que se faz necessário levar em consideração os efeitos de fadiga neste sistema. De acordo com [23], estimou-se 700 mil ciclos para cada 2000 km.

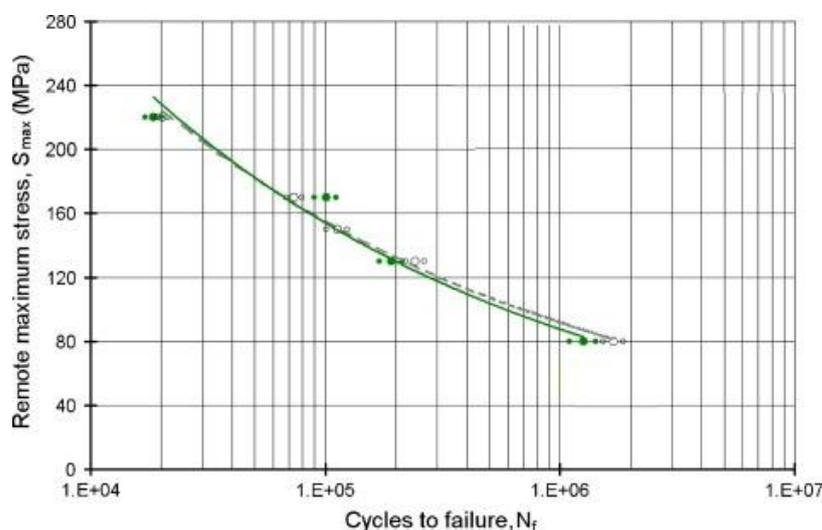


Gráfico 6.1 – Diagrama de fadiga para o alumínio 7075-T6

Fonte: H. O. Fuchs.

O diagrama acima [23] mostra o comportamento em relação à fadiga do material utilizado para a conexão à roda em um carregamento cíclico. A partir dele, é possível verificar que a tensão máxima é de 190 MPa para que não haja falha por fadiga durante a vida de 700 mil ciclos.

6.2 Método dos Elementos Finitos para a conexão ao chassis

Antes de descartar o conceito número 2 para a conexão ao chassis, uma série de análises de elementos finitos foram efetuadas. As figuras 6.3 e 6.4 mostram as deflexões e as tensões, nas conexões de ângulo agudo e obtuso, respectivamente. Como as placas flexíveis não são todas iguais, as conexões devem adaptar-se às mesmas e, portanto, não são idênticas

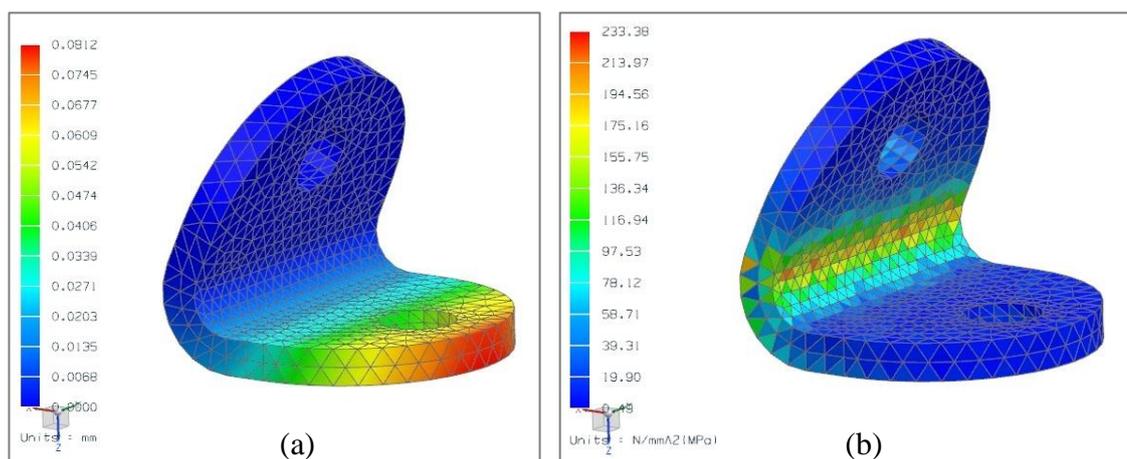


Figura 6.3 – Conexão à roda de ângulo acentuado a) Deformações e b) Tensões

Fonte: Autoria Própria.

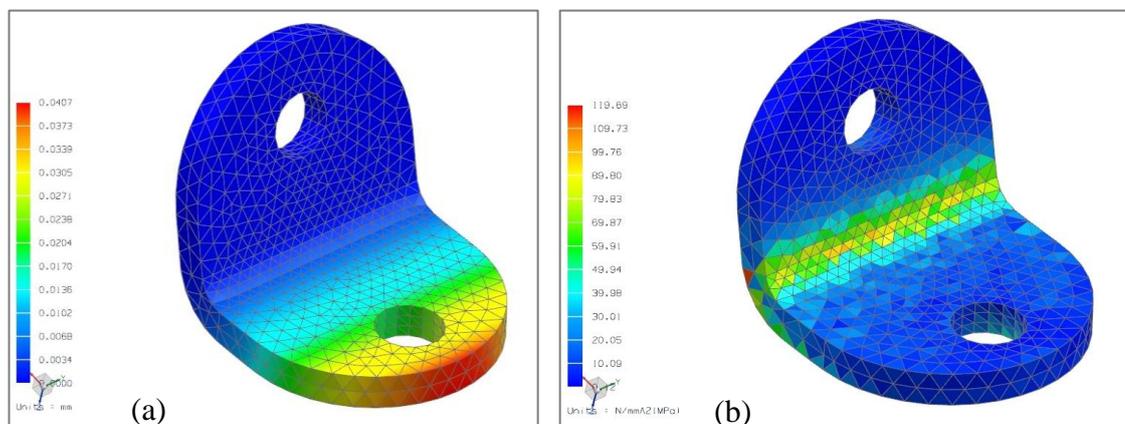


Figura 6.4 – Conexão à roda de ângulo obtuso a) Deformações e b) Tensões

Fonte: Autoria Própria.

Inicialmente, havia sido escolhido o Alumínio 1050A para este componente. Porém, o material não suportou as cargas aplicadas. Uma alternativa possível seria o aço inoxidável AISI 410 SS. Entretanto, o mesmo não foi aprovado em relação a falhas por fadiga. Este cenário foi o responsável pelo desenvolvimento e escolha do conceito 3, conforme visto anteriormente. As figuras 6.5 e 6.6 mostram análises numéricas realizadas neste modelo.

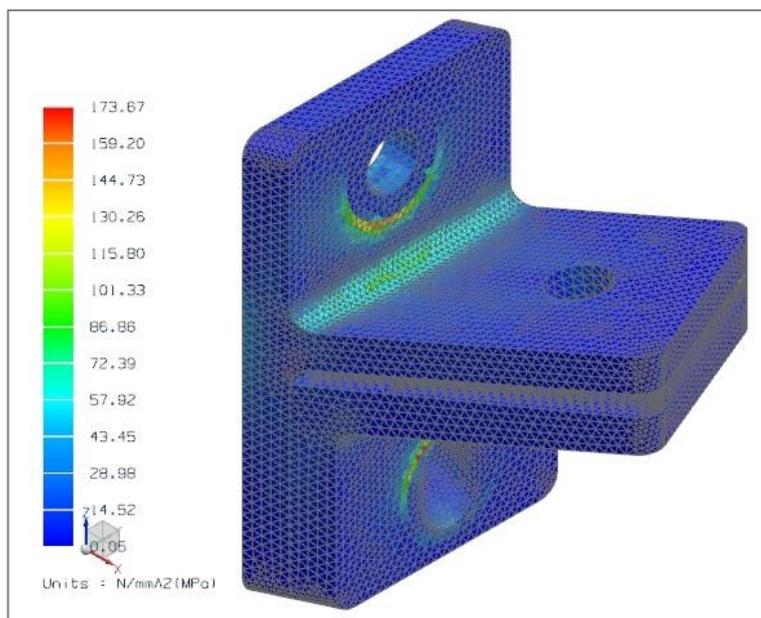


Figura 6.5 – Deformações na conexão à roda reformulada
Fonte: Autoria Própria.

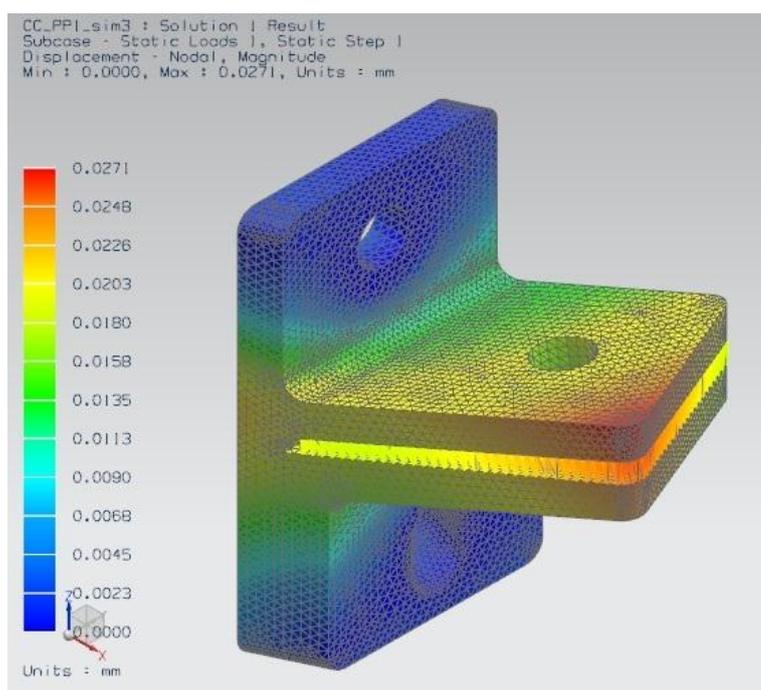


Figura 6.6 – Distribuição de tensões na conexão à roda reformulada
Fonte: Autoria Própria.

Como se pode observar, o novo modelo não irá falhar nem mesmo devido à fadiga (cálculos realizados com base em [23] e [25]), uma vez que a carga máxima na pior situação, de aproximadamente 174 MPa, é menor que aquela aceitável para a vida em fadiga durante 700 mil ciclos, de 190 MPa.

6.3 Análise numérica das placas flexíveis

Como já mencionado anteriormente, as placas flexíveis são de extrema importância para o sistema, motivo pelo qual sua análise numérica será feita independentemente dos braços da suspensão.

A simulação de compósitos é feita a partir do software Ansys Workbench. Elas foram realizadas a partir da aplicação de carga estática e, posteriormente, com a partir ACP (*Ansys Composite Prepost*), a análise foi detalhada para que se pudesse analisar o comportamento de cada lâmina de fibra de carbono individualmente, de forma análoga à análise realizada no Matlab.

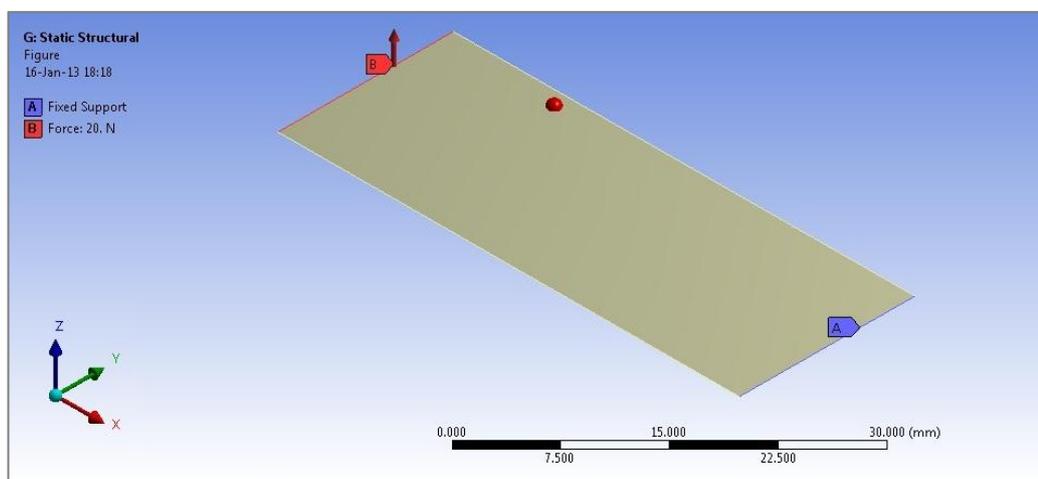


Figura 6.7 – Parâmetros para a simulação das placas flexíveis

Fonte: Autoria Própria.

Legenda: A letra “A” na imagem indica a região fixa da placa, ou seja, a transição entre ela e o braço da suspensão. A letra “B” indica a carga aplicada na extremidade ligada à roda. Essa força é vertical (perpendicular à placa flexível).

A Figura 6.7 mostra os parâmetros iniciais de simulação das placas flexíveis. Considera-se uma força perpendicular à mesma de 20 kN, conforme indicado pela letra “B” e, na extremidade oposta, está representada a transição entre o braço da suspensão e a placa flexível, de modo que essa região é fixa. Os resultados obtidos a partir desses dados de entrada são mostrados abaixo.

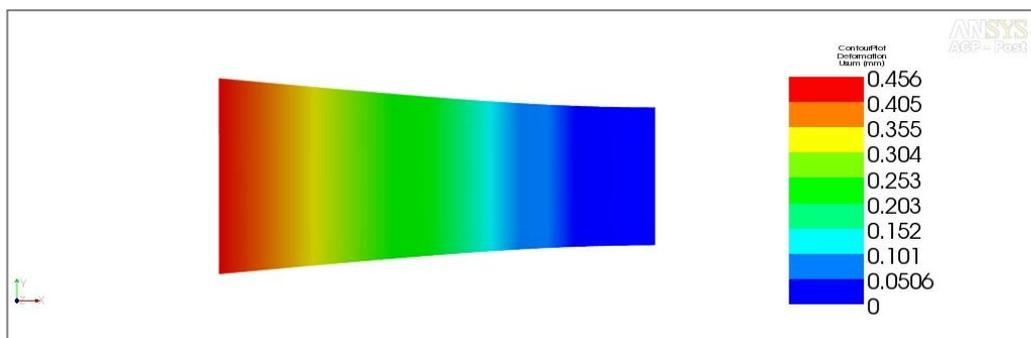


Figura 6.8 – Deformação total na placa flexível devido à força vertical [mm]

Fonte: Autoria Própria.

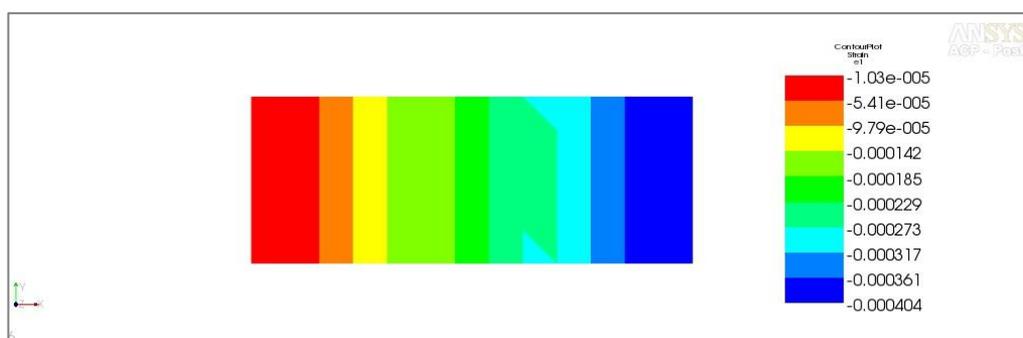


Figura 6.9 – Deformação relativa devido à força vertical [mm/mm]

Fonte: Autoria Própria.

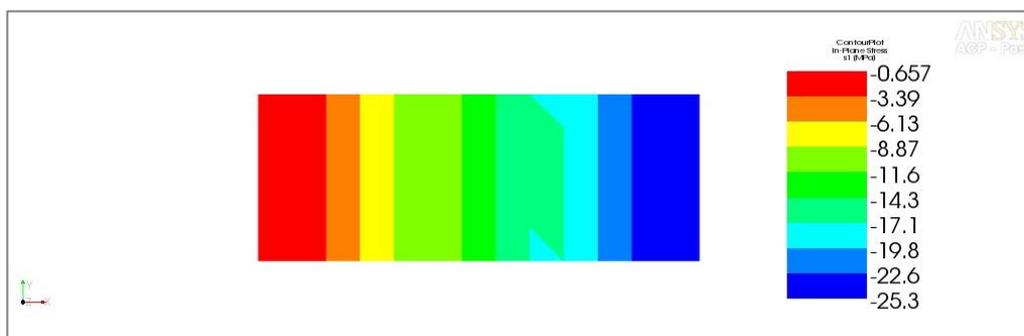


Figura 6.10 – Tensão no plano devido à força vertical [MPa]

Fonte: Autoria Própria.

De acordo com a Figura 6.8, a região que mais sofre com deformação total é aquela onde a força é aplicada. O valor máximo é de 0,46 mm de deformação e, para avaliar o efeito disso, faz-se necessário medir a deformação relativa, a qual pode ser comparada com dados do material para que se verifique se há ou não falha da fibra de carbono. O diagrama da Figura 6.9 mostra que não ocorrerem deformações maiores que 10^{-3} mm por milímetro da placa flexível, garantindo assim que esse componente não irá falhar quando exposto ao pior cenário. É importante ressaltar que a região com os maiores valores de deformação relativa não é a mesma que sofre maior deformação total. Isso ocorre porque a simulação leva em conta todas

as lâminas e sabe-se que quando uma força vertical para baixo é aplicada, as camadas superiores são tracionadas e as inferiores são comprimidas. Assim, somando-se esses fatores, tem-se regiões onde um efeito anula o outro, resultando em um valor total aumentado, diminuído ou anulado, conforme mostram os resultados.

6.4 Análise numérica dos braços em formato *wishbone*

Para avaliar o comportamento dos braços da suspensão quando submetidos às cargas do sistema, cada braço foi verificado individualmente. Dessa forma, é possível obter dados mais fiéis à situação real. Para esta simulação, o mesmo software de análise das placas flexíveis foi utilizado. Os resultados obtidos são mostrados a seguir.

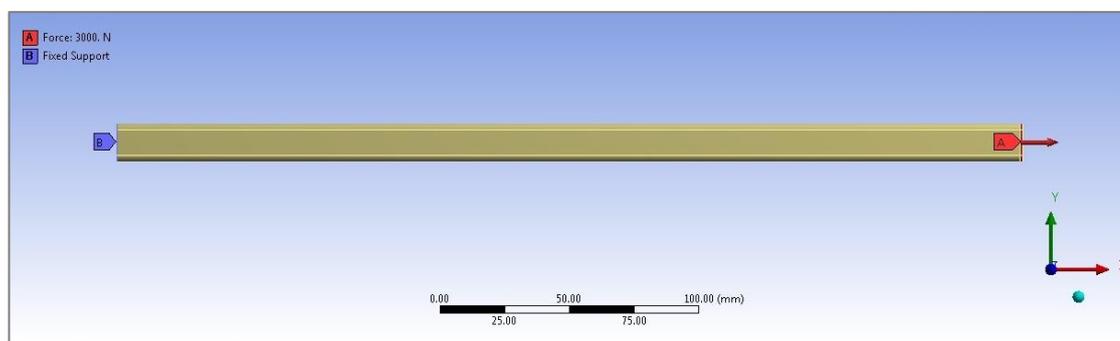


Figura 6.11 – Parâmetros para a simulação dos braços da suspensão

Fonte: Autoria Própria.

Legenda: A letra “A” na imagem indica a região onde a força trativa é aplicada, a qual é transmitida ao braço pela placa flexível. A letra “B” indica a região de fixação do braço. Essa força é estimada em 3000 N para o pior cenário e suas coordenadas podem ser verificadas no Capítulo 4.

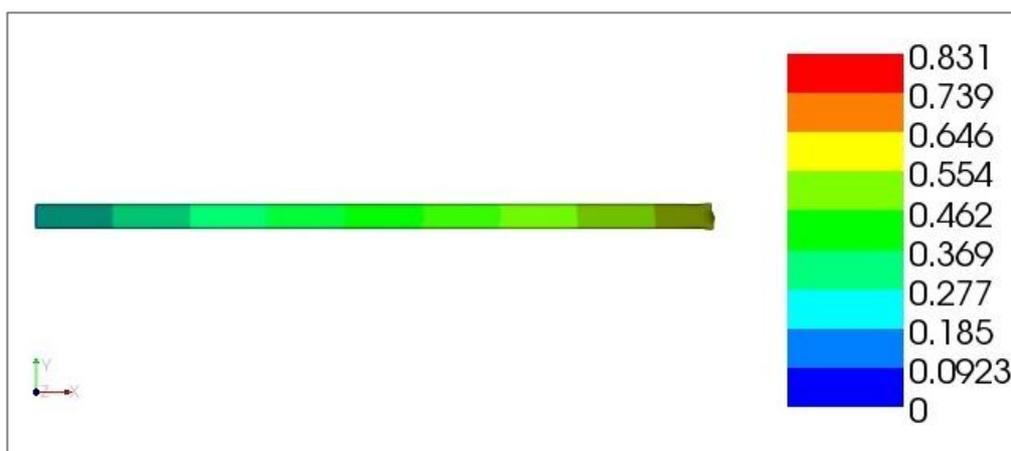


Figura 6.12 – Deformação total devido à força de tração no braço [mm]

Fonte: Autoria Própria.

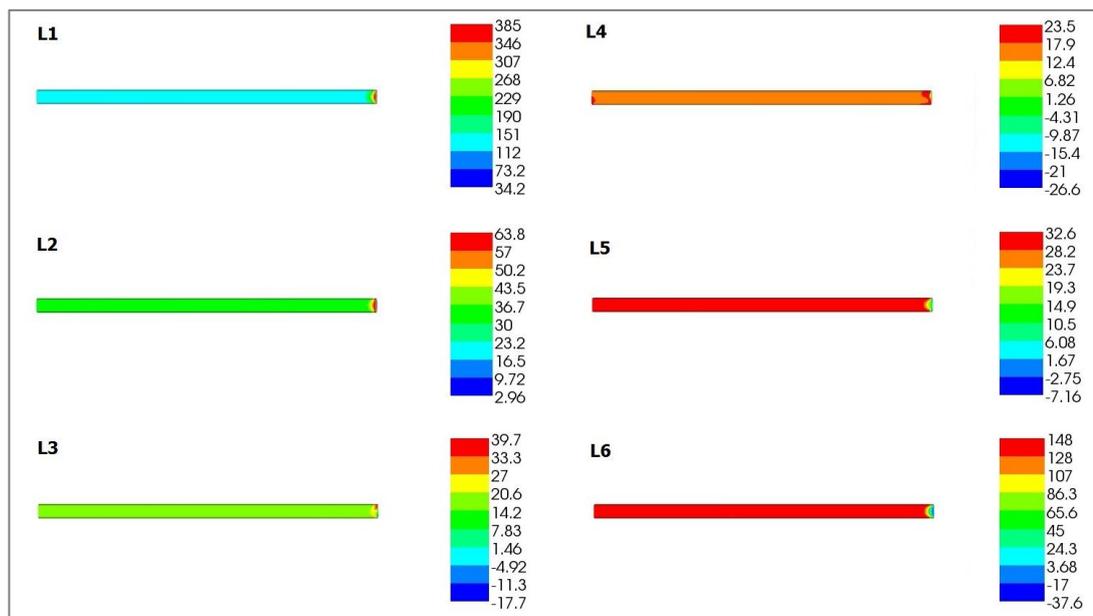


Figura 6.13 – Tensão no plano devido à força de tração no braço [MPa]

Fonte: Autoria Própria.

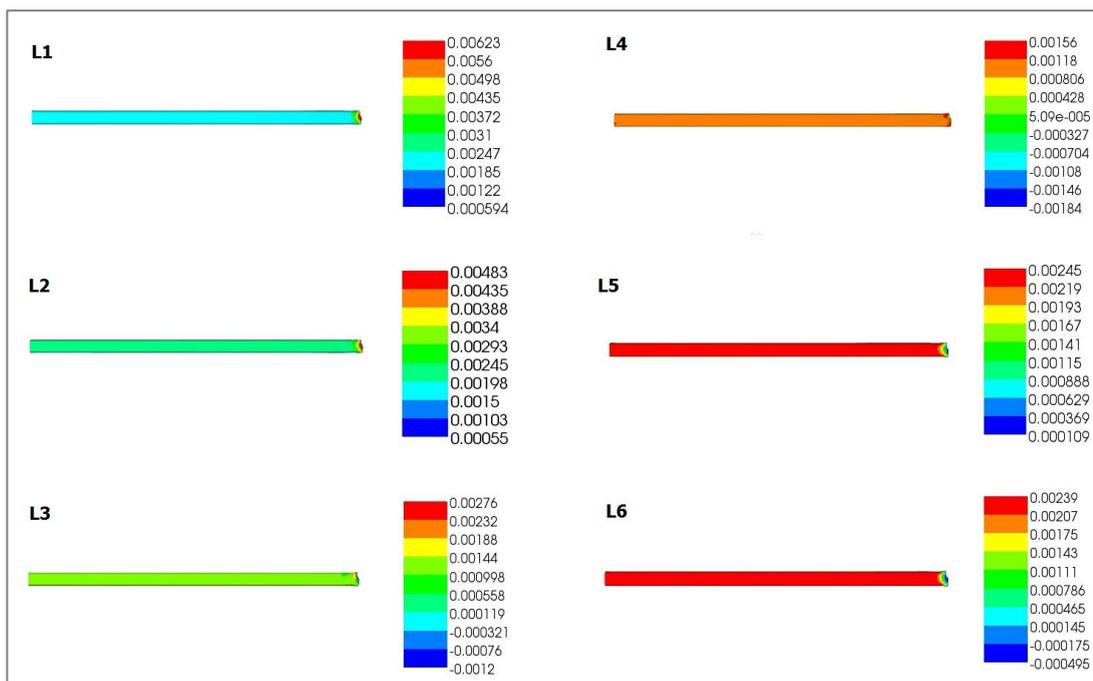


Figura 6.14 – Deformação relativa devido à força de tração no braço [mm/mm]

Fonte: Autoria Própria.

A Figura 6.11 representa os dados de entrada para a simulação do braço de material compósito. De acordo com cálculos para a suspensão superior dianteira, o braço localizado mais à frente deve suportar uma força trativa de 2380 N, que foi aproximada para 3000 N para a simulação e aplicada na região identificada pela letra “A” na imagem (região de transição entre o braço e a placa flexível). A letra “B”, por sua vez, representa a região de fixação do

braço ao chassis, portanto é fixa. As coordenadas representadas na figura são relativas ao braço e à sua modelagem no software de simulação. As coordenadas globais, relacionadas ao carro como um todo, são descritas no Capítulo 4. Após a simular a situação atual, foram obtidos dados referentes à deformação total do braço, tensões e deformações relativas, conforme se observa nas figuras 6.12, 6.13 e 6.14, respectivamente.

Da Figura 6.12, pode-se concluir que a deformação total do braço é mínima. A parte que mais sofre esse processo é a pequena região em vermelho, na transição para a placa flexível, mas uma deformação de menos de 1 mm em uma região tão pequena é aceitável. A Figura 6.13, por sua vez, mostra a distribuição de tensões para cada uma das lâminas de fibra de carbono. Isso foi feito porque o efeito da flexão varia. Por exemplo, se a força aplicada é vertical e para baixo, as camadas superiores sofrerão tensões trativas e as camadas inferiores serão comprimidas. Na imagem, as identificações que variam de L1 a L6 são de camadas exteriores até camadas inferiores, respectivamente. Como já se esperava, o pico de tensão ocorre na camada L1, que é a mais externa, com 385 MPa, valor esse menor que aquele suportado pelo compósito, de modo que não devem ocorrer falhas. A Figura 6.14 representa a deformação relativa para cada camada de fibra de carbono. As denominações de L1 a L6 são iguais às da Figura 6.13. Os valores obtidos, como se pode observar, são da ordem de 10^{-3} , o que já era esperado de acordo com cálculos no Matlab, e não representam falha. Para simulação do pior cenário possível, 3 kN foram aplicados em uma das extremidades. Na prática, isso não irá acontecer, pois essa carga estará distribuída na área de contato do braço com suas conexões e não concentrada em um ponto. Sendo assim, pode-se dizer que as tensões e deformações serão ainda menores do que essas apresentadas.

Os resultados acima confirmam que o conceito escolhido para a suspensão é apropriado e suportará todas as cargas às quais o sistema está sujeito. O próximo passo é validar esses cálculos de maneira física a partir da produção de protótipos para testes, conforme será visto adiante.

7 PROCESSO DE FABRICAÇÃO

Todo o processo de produção foi pensado no início do projeto, pois a equipe seria responsável por realiza-lo, então algo complexo inviabilizaria a fabricação. O processo foi revisto conforme as dificuldades surgiram e este capítulo apresenta todos os detalhes importantes em relação à fabricação dos protótipos.

7.1 Adaptações do primeiro processo de fabricação

A produção da suspensão consiste em, basicamente, usinagem de conexões metálicas, compra de parafusos e porcas disponíveis e laminação dos braços. Os processos de usinagem foram feitos por profissionais capacitados com base nos desenhos técnicos fornecidos pela equipe. Inicialmente, havia sido proposto confeccionar um molde de silicone, necessário para que o braço da suspensão seja oco, em uma matrix de cera. Porém, durante a fabricação do mesmo, problemas com precisão dimensional, tolerâncias e alinhamento foram observados. Sendo assim, foram usinados dois moldes: um para a laminação dos braços, feito de metal, e outro para a fabricação do molde de silicone, feito de nylon.

O processo de laminação foi pensado para ocorrer da seguinte maneira: uma camada de fibra de carbono seria enrolada no inserto de silicone, depois outra e assim sucessivamente, até que as seis lâminas estivessem em torno do silicone. Depois, o conjunto seria colocado dentro do molde metálico e, então, o vácuo seria aplicado para que todas as lâminas se acomodassem e o conjunto pudesse ser aquecido no forno para tomar sua forma definitiva após a cura. A primeira modificação se deu no posicionamento das lâminas. Ao envolvê-las em torno do silicone, a região da transição para a placa flexível era difícil de se obter, ficando mal acabada e cheia de defeitos graves, como fibras quebradas, por exemplo. Além disso, para garantir a integridade dos componentes, é necessário que ao envolver o molde siliconado, uma extremidade encontre a outra, de modo a formar um tubo de perfil oblongo, o que é de difícil obtenção num processo manufaturado. Então, não houve dúvidas de que uma extremidade deveria cobrir a outra para garantir a vedação. Por outro lado, isso poderia originar concentradores de tensões e as fibras nessas regiões poderiam transmitir às adjacentes sua fragilidade, devido ao corte da lâmina de compósito.

A primeira modificação em relação ao modo de produção inicial, então, foi a acomodação das lâminas de fibra de carbono. Em vez de realizar o processo em função do molde de silicone, optou-se por utilizar o molde metálico. Assim, três lâminas foram

acentadas no metal, seguidas da inserção do molde de silicone no centro e finalmente acrescentaram-se as três lâminas restantes. A Figura 7.2 ilustra a primeira tentativa de produção dos braços com placas flexíveis.

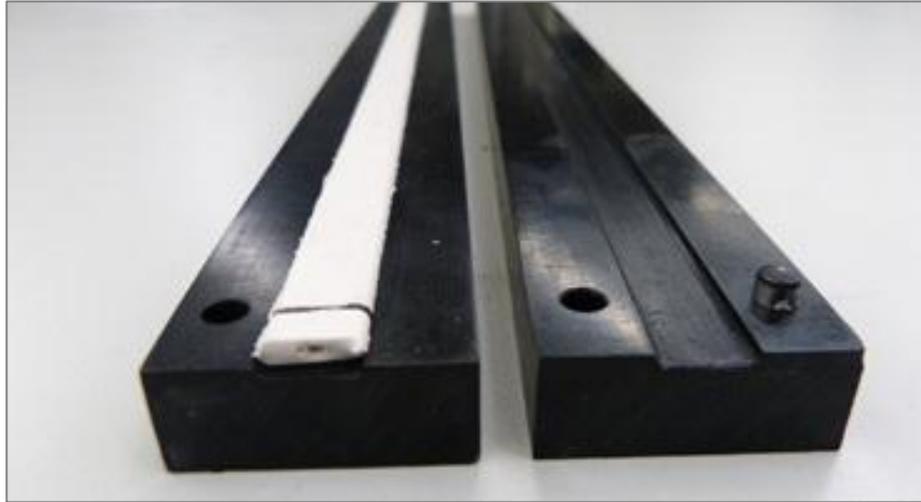


Figura 7.1 – Molde de nylon (em preto) para produção do inserto de silicone (em branco)

Fonte: Autoria Própria.

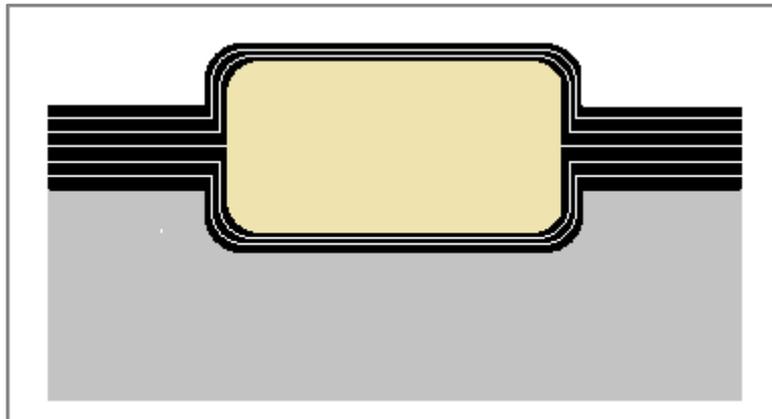


Figura 7.2 – Primeiro layout das lâminas para a fabricação

Fonte: Autoria Própria.

Legenda: Na figura, a região cinza representa o molde metálico, em amarelo tem-se o molde de silicone, em preto as lâminas de compósito e em vermelho o plástico que envolve o conjunto para posterior aplicação de vácuo.

Durante os testes físicos realizados com os protótipos, o osso fabricado com essa disposição laminar apresentou fratura, conforme mostra a Figura 7.3. Isso mostra que a conexão entre as lâminas poderia melhorar, conforme se verá com mais detalhes no capítulo sobre testes. Assim, optou-se por aprimorar a distribuição de fibras.



Figura 7.3 – Fratura obtida durante o teste do primeiro layout de lâminas

Fonte: Autoria Própria.

A fim de eliminar o problema anterior, foi proposta a seguinte alternativa: uma camada de fibra de carbono foi envolvida no inserto de silicone e as outras continuaram a ser posicionadas como no primeiro processo. Isso fez com que uma camada tivesse de ser retirada da placa flexível, devido à dificuldade na região de transição mencionada no início desta sessão. Como foi mantida a quantidade de seis camadas para o braço, três foram posicionadas, o inserto envolto com carbono foi colocado no centro e, por fim, duas camadas foram colocadas por cima do conjunto. Entretanto, como as camadas foram posicionadas na região de contato entre as duas metades do molde metálico, não foi possível fechar o mesmo, conforme mostra a imagem 7.4. Resolveu-se então simplesmente retirar a cavidade superior do molde e optar pelo vácuo como único responsável pela modelagem do compósito, o que obviamente interferiu no acabamento superficial do componente final.

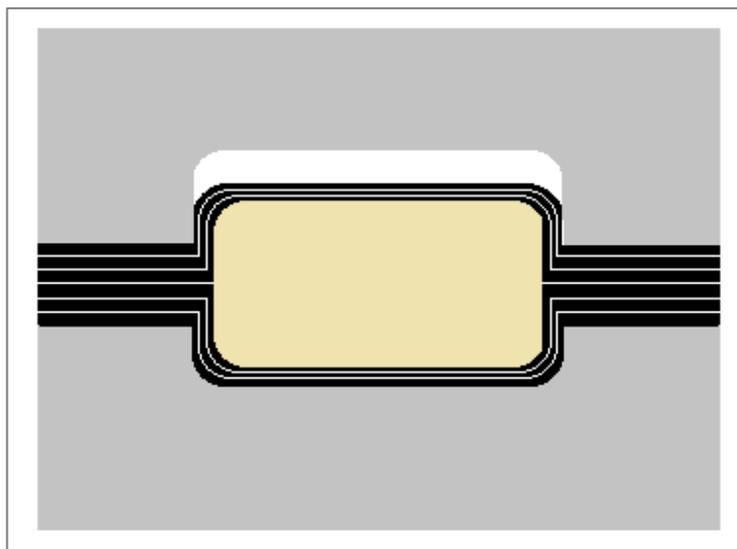


Figura 7.4 – Problema de encaixe dos moldes devido à posição das lâminas de compósito

Fonte: Autoria Própria.

Legenda: A imagem mostra que o molde superior não fica completamente preenchido com fibras de carbono porque há material entre sua superfície de contato com o molde inferior.

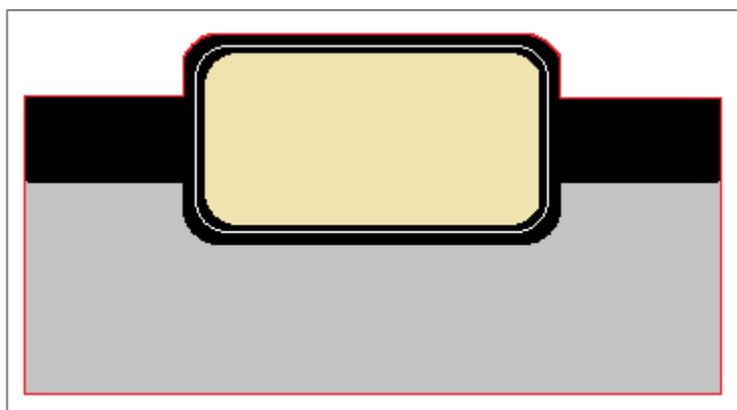


Figura 7.5 – Segundo layout das lâminas para a fabricação

Fonte: Autoria Própria.

Legenda: A imagem mostra que para o segundo modo de produção, uma camada de fibra de carbono está envolvendo o molde de silicone, em amarelo, enquanto as outras cinco estão dispostas de forma muito similar ao processo anterior. Em vermelho está representado o plástico utilizado para aplicação de vácuo, já que o molde superior foi removido desse processo.

A lâmina em contato com o metal tem um acabamento muito superior àquela em contato com o *vacuum bag* (dispositivo utilizado para aplicação de vácuo na peça), portanto a região de melhor acabamento é definida como a parte superior da suspensão, que fica à mostra, e a outra região fica voltada para baixo, de modo que seu acabamento não é um fator

de preocupação. A Figura 7.5 mostra o esquema final da produção dos componentes de material compósito.

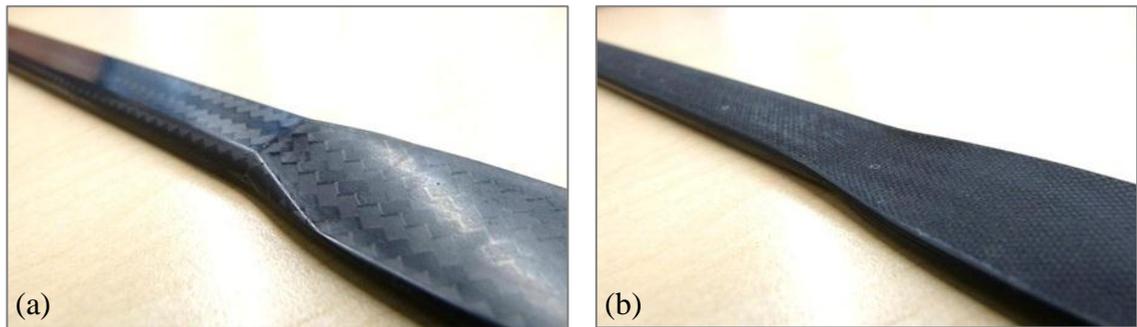


Figura 7.6 – Diferença de acabamento a) da superfície em contato com o molde e b) da superfície modelada pelo vácuo

Fonte: Autoria Própria.

Depois de realizada a laminação, foi necessário aumentar o espaço interno do osso, deixado pelo inserto de silicone, para união à peça metálica de conexão à roda. Não havia espaço suficiente para o inserto e a cola, o que pode ter sido devido às tolerâncias de laminação, as quais nunca foram estabelecidas. Já que o processo de manufatura foi modificado, isso deveria ter sido levado em conta pela equipe antes de se congelar as dimensões do projeto final, pois lixar a região interna pode danificar as fibras e comprometer o desempenho do componente.

7.2 O processo de fabricação

O processo final de fabricação é uma composição dos processos descritos anteriormente com algumas otimizações. A seguir, serão detalhadas as etapas da fabricação dos componentes de material compósito.

- I. Primeiramente, foi preparado inserto de silicone. Para isso, misturou-se em um recipiente o silicone em pó e um agente endurecedor na proporção de 20:1 em peso. A mistura foi colocada na cavidade do molde de nylon, que foi fechado com cera nas extremidades para endurecimento do silicone, que leva 24h.
- II. Para sua correta aplicação, é necessário lixar e limpar os moldes metálicos, de modo que a cavidade esteja polida e livre de impurezas. Isso garante um bom acabamento superficial para a peça. Utilizaram-se várias lixas, de tamanhos grosseiros até tamanhos bem finos de maneira gradual. Depois, aplicou-se um produto químico, comumente utilizado pela equipe URE para a limpeza metálica

e, a seguir, um agente removedor foi aplicado para garantir que o compósito não sofra resistência durante sua remoção do molde.

- III. Antes de iniciar a laminação, é necessário ter em mãos as lâminas já cortadas em tamanho apropriado, pois o material compósito é comprado em rolos com dimensões em metros. A Figura 7.7 mostra o material pronto para ser laminado.

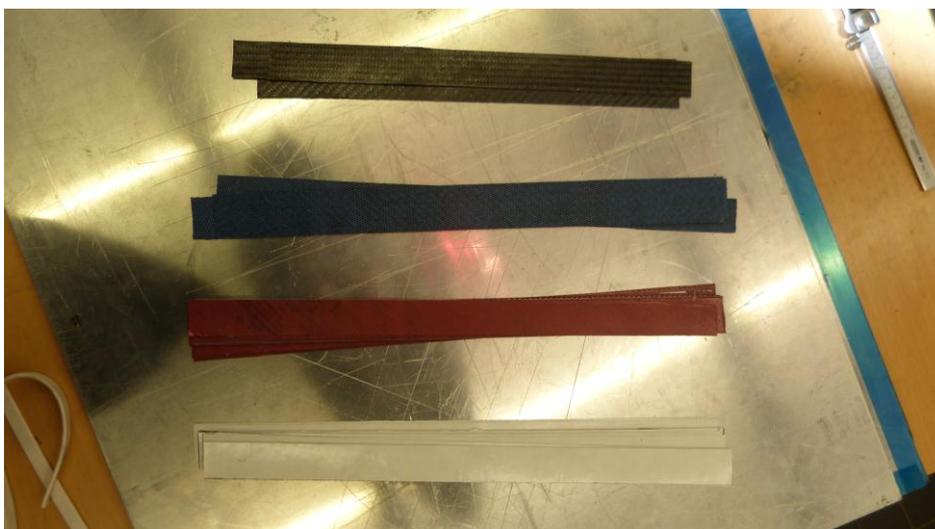


Figura 7.7 – Diferentes tipos de lâminas de fibra de carbono

Fonte: Autoria Própria.

Legenda: Na imagem, tem-se a lâmina de fibra de carbono trançada sem qualquer proteção em preto. Em azul, tem-se a proteção que identifica fibras trançadas e, em vermelho, as fibras unidimensionais. Em branco, tem-se a base de todas as lâminas, a qual é mais espessa que a parte de cima, colorida, pois é utilizada para assentamento das lâminas, conforme será mostrado adiante.

- IV. Com as lâminas e moldes em mãos, é possível dar início à laminação. Primeiro, a camada protetora colorida é retirada, revelando uma das faces o material compósito. A seguir, essa mesma face é posicionada no molde metálico de maneira centralizada. Com a ajuda de uma espécie de pá, a fibra de carbono é pressionada de um lado para o outro, de modo a garantir que toda a cavidade do molde estará coberta pela lâmina. Isso é feito inicialmente mantendo-se a proteção branca remanescente, para não danificar as fibras. Depois, ela pode ser retirada e o contato entre molde e compósito é reforçado de forma suave, conforme mostra a imagem abaixo. Deve-se observar que esse material precisa ser mantido sob baixas temperaturas antes de sua utilização para que suas propriedades sejam mantidas. Assim, durante o trabalho, as lâminas podem estar muito rígidas, de modo que um leve pré-aquecimento pode facilitar seu manuseio. O processo segue de maneira análoga para mais duas fibras.

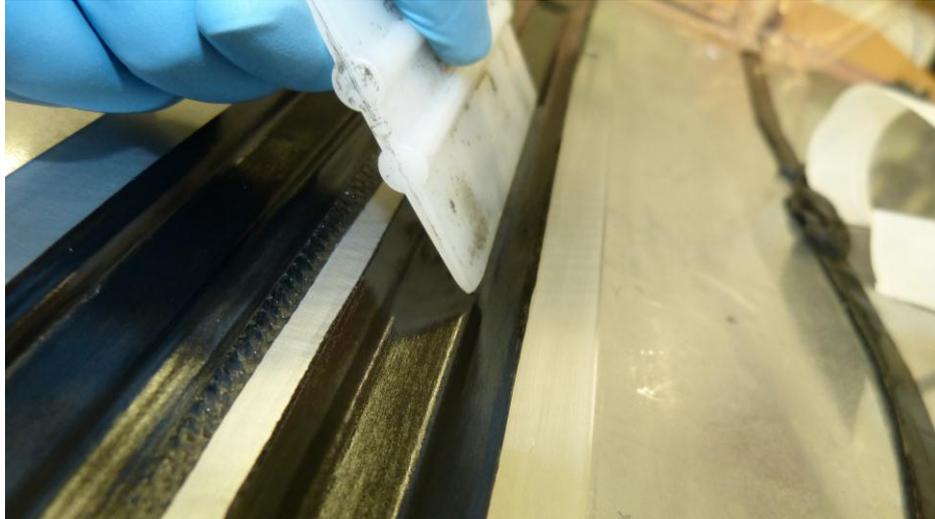


Figura 7.8 – Procedimento de preenchimento do molde metálico

Fonte: Autoria Própria.

- V. O próximo passo, então, consiste em envolver o inserto de silicone com uma lâmina. Essa deve ser mais estreita, de modo que não se tenha uma sobreposição de material muito grande. Esse conjunto é posicionado no centro do molde. Para finalizar a laminação, mais duas lâminas são posicionadas cobrindo o inserto de silicone.
- VI. A etapa seguinte à laminação é a aplicação de vácuo. Para que isso seja feito, são necessários proteção e um envolto plástico. Primeiramente, posiciona-se uma camada de tecido chamada de “*peel ply*”, que consiste em uma espécie de lona não aderente que evita que a segunda camada protetora fique grudada na fibra de carbono, o que prejudicaria suas propriedades e acabamento. A segunda camada é do chamado “*bleeder*”, um material que evita com que o plástico fique grudado à camada protetora anterior, permitindo certa flexibilidade ao *peel ply*, o que evita distorções no compósito devido à força do vácuo. Por fim, todo o conjunto é posicionado em uma placa, na qual uma cola siliconada é aplicada contornando o molde para garantir que não haja nenhum orifício pelo qual o ar possa escapar. Uma camada de plástico cobre o conjunto e sela o mesmo pela aderência à cola. Deve ser considerada uma folga de plástico para garantir que o vácuo irá pressionar o molde e toda sua cavidade.
- VII. Depois que o conjunto está preparado, ele pode ser levado para o forno de autoclave. Lá, ele ficará sob temperatura e tempo sugeridos pelo fabricante para que a matriz de cada lâmina “amoleça” e elas unam-se umas às outras, formando uma peça única. Depois disso, a peça é retirada do forno para que cure e endureça.

- VIII. Após o tempo de cura, a peça está pronta e pode ser retirada do molde. Feito isso, a suspensão ainda deve ter as rebarbas removidas e um processo de acabamento com lixas deve ser feito. É importante remover cantos vivos e rebarbas para evitar danos mais graves em caso de acidente com o carro.



Figura 7.9 – Remoção das rebarbas a partir de uma lixadeira

Fonte: Autoria Própria.

- IX. O próximo passo deve ser a aplicação de cola no interior de cada braço para que eles sejam ligados à conexão metálica que se fixa à roda. Para isso, é necessário limpar o componente de alumínio, com um produto abrasivo, e também o interior do braço de fibra de carbono, com amônia. Deve-se garantir que há espaço suficiente para o inserto metálico e para a cola, cuja espessura foi calculada em capítulos anteriores. Para sua correta aplicação, a cola é levemente aquecida, para que esteja menos viscosa, o que facilita o processo de injeção; são feitos dois pequenos furos em uma das faces, bem próximo ao local de inserção do alumínio, por onde a cola será injetada já com o metal inserido.

Depois de concluídas as etapas anteriores, um dos ossos que compõem a suspensão está pronto. Na extremidade das placas flexíveis, a ligação com os conectores metálicos é feita somente no momento da montagem da suspensão no carro. O processo deve ser repetido para o outro braço e, então, o conjunto da suspensão estará pronto.

8 VALIDAÇÃO DO PRODUTO

Para validar os resultados analíticos e numéricos dos capítulos anteriores, uma bateria de testes físicos se faz necessária. Para isso, todas as forças atuantes na suspensão serão criadas e aplicadas aos protótipos fabricados em busca de resultados confiáveis. Os testes foram elaborados pelos membros da equipe, mas a falta de equipamentos apropriados fez com que muitos tivessem de ser descartados ou adaptados. As sessões seguintes irão apresentar os testes, sua execução e as análises sobre os resultados obtidos.

8.1 Deflexão das placas flexíveis

De acordo com as regras da Formula SAE, as placas devem fletir uma polegada para cima e uma polegada para baixo. Para garantir essa deflexão mínima, definiu-se uma aproximação analítica empregada no desenvolvimento desse componente. Apesar de as aproximações terem sido bastante complexas, considerando anisotropia direcional e laminar, deve-se garantir essa condição a partir de testes físicos.

A força estimada na sessão 4.2 para provocar essa deflexão com um módulo de Young de 130 GPa foi de 20 N. Para validar essa informação, organizou-se o seguinte procedimento: um osso da suspensão foi fabricado e um inserto metálico adaptado para testes (conforme Figura 3.13) foi utilizado. A extremidade da placa flexível deste protótipo foi fixada enquanto uma força de 2 kg na outra extremidade (onde estará a roda) foi aplicada. A Figura 8.1 representa a configuração para o teste de deflexão.

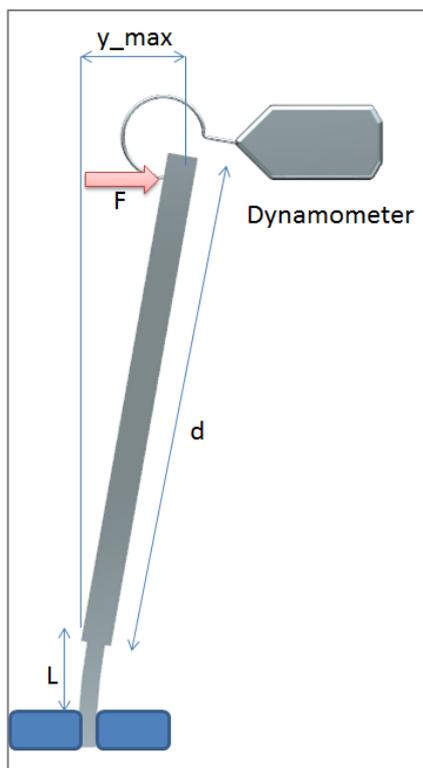


Figura 8.1 – Representação esquemática do teste de deflexão da placa flexível
Fonte: Autoria Própria.

Para medir a força aplicada com exatidão, um dinamômetro digital foi utilizado, bem como um paquímetro para medir a deflexão.



Figura 8.2 – Realização do teste de deflexão da placa flexível
Fonte: Autoria Própria.

Após a realização do teste, observou-se que apenas 2 N eram necessários para defletir a placa flexível. O módulo de Young é uma propriedade de difícil determinação exata para um

material compósito e anisotrópico como esse. Sendo assim, utilizou-se novamente a equação 4.26, mas de modo a se obter o valor de E para uma força de 2 N:

$$E = \frac{1}{y_{máx}} \left(\frac{F_z l^3}{3I} + \frac{Ml^2}{2I} \right) \quad (8.1)$$

O resultado obtido a partir da equação 8.1 foi de 5,4 GPa, o que representa um valor 24 vezes menor que o anterior. Como não há um limite máximo para a deflexão, essa situação está de acordo com as regras. A única restrição agora é a rigidez do braço, que deve ser maior que a da placa flexível. Nas próximas sessões, testes para o braço serão detalhados e, ao final do capítulo, os resultados serão comparados.

8.2 Teste de tração

O objetivo de um teste de tração no presente trabalho é avaliar a resistência mecânica do osso da suspensão quando uma carga axial é aplicada. Devido à complexibilidade deste componente quando montado com o restante do conjunto, não foi possível sua fixação na máquina de tração. A solução encontrada foi testar cada osso separadamente.

Conforme mostra a Figura 8.3, fixou-se o osso à máquina de tração prendendo as duas extremidades. Entretanto, como o osso é oco, ele seria esmagado pelos grampos durante sua fixação, por isso a conexão à roda adaptada foi utilizada, de modo semelhante ao teste anterior.

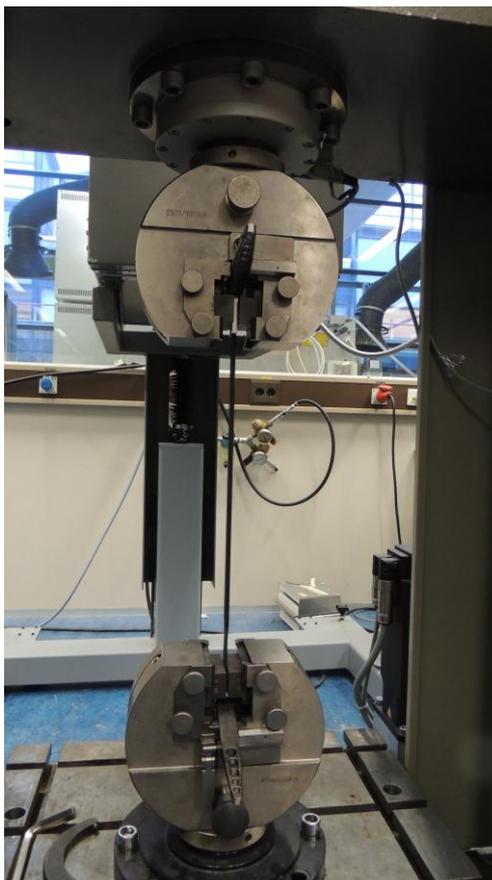


Figura 8.3 – Realização do teste de tração

Fonte: Autoria Própria.

O teste foi realizado de acordo com as normas de ensaios destrutivos: uma pequena carga foi aplicada e ela passou a ser gradualmente aumentada até que houvesse colapso. Na primeira tentativa, utilizou-se um protótipo fabricado pelo primeiro método (o qual não inclui o molde de silicone envolto por uma lâmina). Houve falha do componente quando uma carga de 4,6 kN foi aplicada, o que é aceitável já que, no pior cenário possível, a carga não passa de 3 kN. Por outro lado, esse valor não corresponde às expectativas calculadas de que o osso suportaria uma carga de 6 kN. As figuras 8.4 e 8.5 mostram o inserto metálico e o osso, respectivamente, após o ensaio destrutivo.



Figura 8.4 – Inseto metálico após realização do teste de tração
Fonte: Autoria Própria.



Figura 8.5 – Fratura no osso após realização do teste de tração
Fonte: Autoria Própria.

Como se pode observar, a fratura no osso ocorreu na lateral, exatamente na linha de adesão entre as lâminas superiores e inferiores. Como essa é uma região de concentração de tensões, não é possível afirmar com certeza se a falha foi devido ao processo de fabricação ou à cola utilizada no inserto. Esse foi o incentivo para adaptação do processo de fabricação descrito no Capítulo 7.

O segundo teste foi feito em um protótipo produzido pelo segundo método, o qual consiste em envolver o inserto de silicone com uma das lâminas de carbono. Um resultado semelhante foi obtido, o componente falhou com uma carga de 4,6 kN na mesma região do anterior, porém sem fratura lateral.

Comparando os dados obtidos, é possível concluir que o colapso ocorreu devido à cola. Apesar de sua espessura ter sido dimensionada para suportar uma carga de 6 kN, em ambos os testes a falha ocorreu para menos de 5 kN nessa região. Ainda assim, esse é um resultado aceitável visto que configura resistência a uma carga aproximadamente 50% maior do que aquela na pior situação à qual o sistema pode estar submetido.

Infelizmente não foi possível mensurar a deformação sofrida pelo braço durante o ensaio, principalmente devido à falta de precisão dos equipamentos disponíveis. Essa informação seria de grande valia, pois juntamente com as tensões aplicadas, possibilitaria o cálculo da rigidez do componente, que é decisiva para o conjunto. Sendo assim, um terceiro teste teve de ser realizado para este fim.

8.3 Teste de deflexão de uma viga bi-engastada

Medir a deflexão de uma viga bi-engastada é um procedimento extremamente simples que retorna um valor satisfatório para a rigidez da mesma a partir de equações e geometria básicas. Também conhecido como “teste de três pontos”, ele consiste em posicionar o osso da suspensão de maneira simétrica em cada uma de suas extremidades e aplicar uma carga em seu centro, conforme representa o esquema abaixo.

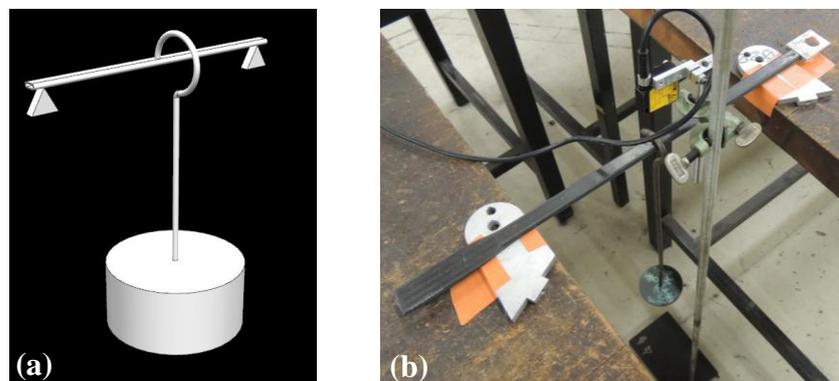


Figura 8.6 – Teste de três pontos a) Representação esquemática b) Configuração física

Fonte: Autoria Própria.

Para realização deste procedimento, o osso foi apoiado em um vão de modo que o mesmo comprimento de cada extremidade ficasse em contato com o suporte (sem considerar a placa flexível). A seguir, pesos de 2, 4 e 6 kg foram posicionados em pontos diferentes a partir do centro da peça. O resultado obtido foi conforme mostra o gráfico abaixo.

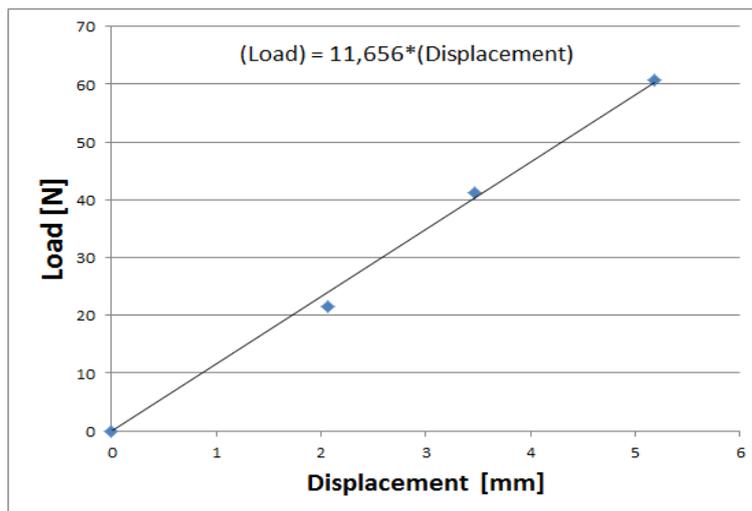


Gráfico 8.1 – Deflexão do osso em função da carga aplicada
Fonte: Autoria Própria.

Para calcular a rigidez do componente, primeiramente deve-se avaliar o deslocamento L do osso a partir do teorema de Pitágoras, como mostra a Figura 8.7.

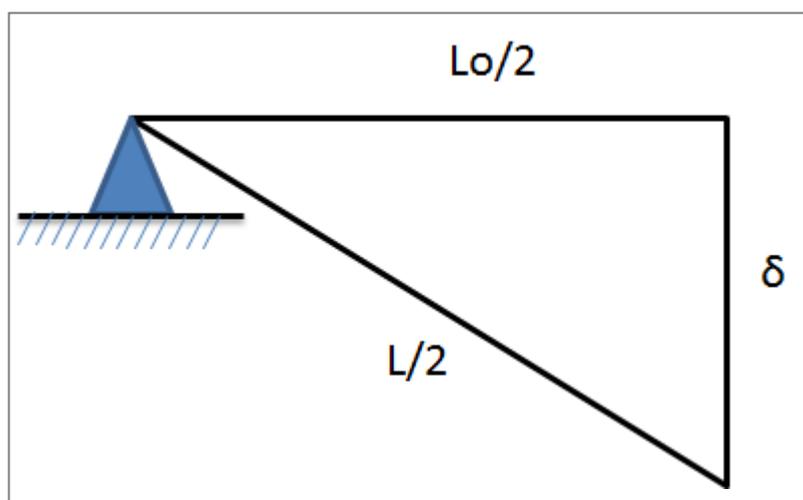


Figura 8.7 – Aproximação para o cálculo da deformação do osso
Fonte: Autoria Própria.

$$\frac{L}{2} = \sqrt{\left(\frac{L_0}{2}\right)^2 + \delta^2} \quad (8.2)$$

Onde δ é a deformação longitudinal. A equação acima pode ser rearranjada conforme segue:

$$L = \sqrt{L_0^2 + 4\delta^2} \Rightarrow$$

$$\begin{aligned}
\Rightarrow \frac{L}{L_0} &= \frac{\sqrt{L_0^2 + 4\delta^2}}{L_0} \Rightarrow \\
\Rightarrow \frac{L}{L_0} &= \sqrt{\frac{L_0^2}{L_0^2} + \frac{4\delta^2}{L_0^2}} \Rightarrow \\
\Rightarrow L &= L_0 \sqrt{1 + \left(\frac{2\delta}{L_0}\right)^2} \quad (8.3)
\end{aligned}$$

Com o valor do deslocamento real do osso, pode-se calcular a deformação específica conforme segue.

$$\varepsilon = \frac{L - L_0}{L_0} \quad (8.4)$$

Substituindo a equação 8.3 na expressão 8.4, tem-se:

$$\varepsilon = \sqrt{1 + \left(\frac{2\delta}{L_0}\right)^2} - 1 \quad (8.5)$$

Sabe-se que a tensão atuante pode ser calculada conforme abaixo:

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{MC}{I} \quad (8.6)$$

Onde C é a metade da distância entre uma face e outra do osso [m], M é o momento fletor [Nm] e I é o momento de inércia horizontal da geometria do osso [m⁴]. Como a tensão axial (primeiro termo na expressão 8.6) é nula, a tensão pode ser reescrita de acordo com a equação abaixo:

$$\sigma = \frac{(PL_0/4)(h/2)}{I} \quad (8.7)$$

Onde P é a carga longitudinal (2, 4 e 6 kg), L₀ é o comprimento inicial (275 mm), h é a altura da seção transversal (6 mm) e I é o momento de inércia obtido a partir da modelagem do braço no *NX Unigraphics* e vale 2,39 · 10⁻¹⁰ m⁴. A partir da Lei de Hooke, é possível calcular a rigidez ou módulo de elasticidade do osso da suspensão.

$$\sigma = E\varepsilon \Rightarrow E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (8.8)$$

Como foram calculadas três deformações, uma para cada carga aplicada, e foram também encontrados três valores de tensão, obtiveram-se três resultados para o módulo de elasticidade do osso. A média entre esses valores retornou $E = 114GPa$.

Com a rigidez do osso em mãos, é possível comparar esse valor com aquele obtido para as placas flexíveis e verificar a condição de não-flambagem do osso quando submetido a cargas compressivas.

8.4 Teste de Flambagem

A análise de flambagem é altamente recomendada para garantir a segurança do motorista. Ela pode ser feita a partir do resultado obtido para a rigidez do osso e da placa flexível nas sessões anteriores de acordo com a figura e a expressão abaixo.

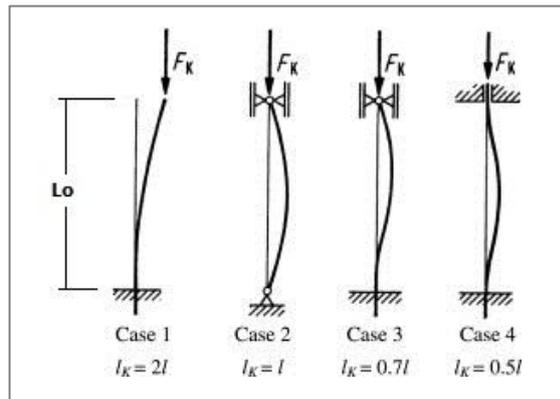


Gráfico 8.2 – Casos de flambagem a serem considerados

Fonte: R. T. Fenner, J. N. Reddy [22].

$$P_{crít} = \frac{EI\pi^2}{(0,7L_0)^2} \quad (8.9)$$

Onde $P_{crít}$ é a menor carga que pode provocar flambagem [N], E é o módulo de elasticidade do osso ou da placa flexível (depende do caso) [Pa], I é o momento de inércia horizontal da seção transversal do osso [m⁴] e L_0 é seu comprimento inicial [m].

O resultado obtido para flambagem no osso foi de $P_{crít} = 4,5kN$ e, para a placa flexível, $P_{crít} = 5,0kN$, de modo que, como as cargas não passam de 3 kN, não haverá flambagem em nenhum dos casos citados.

8.5 Análises dos resultados

A partir dos resultados obtidos com os testes realizados, é possível concluir que apenas as placas flexíveis irão defletir devido à força vertical do sistema, já que sua rigidez, 5,4 GPa, é cerca de 20 vezes menor que a rigidez do osso, de 114 GPa, conforme se esperava.

A redução de peso, que era um dos principais objetivos da nova suspensão, foi de cerca de 20% através de uma otimização do modelo. O peso total, considerando componentes metálicos de material compósito, é de 145 g, o que representa uma redução de 22% em relação ao antigo modelo. Os braços sozinhos pesam 75 g, ou seja, 48% a menos que os braços da suspensão do carro anterior.



Figura 8.8 – Balança mostrando o peso do protótipo da suspensão

Fonte: Autoria Própria.

Apesar de os valores analíticos de flambagem terem sido calculados e aprovados, um teste considerando uma força compressiva na placa flexível enquanto a mesma está defletida, deveria ser feito para garantir que não haja falhas nessa situação. Esse teste não pôde ser realizado devido à sua complexidade e periculosidade (a universidade não conta com aparelhos seguros para testes de compressão de compósitos).

Outro teste crucial é o de simulação das forças longitudinais, que não são aplicadas exatamente no eixo do osso como o teste de tração sugere e que não puderam ser realizados. Para esse procedimento, seria necessário envolver ambos os ossos, e não cada um separadamente, pois um ajuda o outro no suporte das cargas do sistema, bem como a conexão metálica entre eles. Infelizmente, não houve tempo hábil para a usinagem desse componente metálico e, conseqüentemente, para a composição do teste.

9 CONCLUSÕES

Com base nos requerimentos e objetivos do projeto, é possível afirmar que os resultados obtidos com o presente trabalho foram bem sucedidos. Esse processo foi trabalhoso e muitos obstáculos relacionados à manufatura tiveram de ser contornados, como produção de moldes customizados internos e externos, furos de pequenas dimensões, regiões delicadas como a transição para as placas flexíveis e muitos outros. Mas ainda assim, a diminuição de peso foi atingida, bem como o desempenho esperado para os braços e suas placas flexíveis.

Como uma alternativa aos movimentos livres proporcionados pela junta esférica nas conexões ao monocoque, foram desenvolvidas as placas flexíveis. Seu projeto atende aos requerimentos da competição promovida pela SAE e sua rigidez é cerca de 20 vezes menor que a do braço, de modo que se pode afirmar com segurança que apenas esse componente irá defletir, enquanto os braços estarão firmemente suportando as cargas do sistema.

É notório ainda o fato de que nem as verificações analíticas nem os testes virtuais e físicos mostraram resultados contrários ao esperado. O projeto atende às expectativas em todos os sentidos, embora algumas melhorias ainda possam ser implementadas. Durante a montagem do protótipo no carro, nenhum tipo de interferência foi encontrada, portanto há espaço suficiente para os movimentos exigidos pela suspensão e pelo carro sem que haja necessidade de modificação de algum componente.

É importante enfatizar ainda que, apesar de não terem sido realizados todos os testes necessários para validar por completo o modelo, aqueles que foram realizados apresentaram resultados satisfatórios. Para fins de aprendizado, o projeto está de acordo, porém, para que ele seja efetivamente utilizado, recomenda-se a realização dos testes faltantes mencionados.

10 RECOMENDAÇÕES

Apesar dos resultados positivos, alguns aperfeiçoamentos podem ser feitos para melhorar ainda mais o desempenho da suspensão em *wishbone*. Como já se esperava no início do projeto, muitos imprevistos ocorreram durante as fases de produção, montagem e teste dos protótipos. O objetivo deste capítulo é reportar alguns dos principais problemas encontrados e propor possíveis soluções para os mesmos, além de sugerir alguns pontos de melhoria.

Durante a fabricação dos protótipos, o problema mais grave foi no processo de cola do braço na conexão metálica, que liga a suspensão à roda. O espaço que havia sido deixado no interior do braço pelo molde de silicone não era suficiente para acomodar a espessura de cola necessária e o inserto metálico. A alternativa encontrada foi lixar o interior do braço e a região do alumínio que seria inserida no compósito, o que pode ter comprometido a integridade física destes componentes. Para evitar que isso ocorra novamente, sugere-se que seja feita uma conexão de alumínio que envolva o braço em vez de ser inserida no mesmo, de modo que com uma área maior é possível obter resultados até mesmo melhores que os atuais para a resistência dessa região. Todavia, isso pode dificultar o processo de produção, pois essa região é muito pequena e a tolerância para a dimensão do braço ficaria mais apertada, o que é arriscado tendo em vista que sua produção é manufaturada. Durante a realização dos testes, essa região apresentou outro problema. Apesar de a área disponível para a colagem ser suficiente de acordo com cálculos analíticos, a mesma não foi capaz de suportar a quantidade de carga esperada durante o ensaio de tração. Foi difícil espalhar o fluido adesivo de maneira uniforme no interior do osso e em torno do alumínio, que já deveria estar inserido no compósito para a aplicação da cola. Sendo assim, parece razoável que se faça um molde interno de silicone maior do que o atual, de modo que a cavidade do braço também seja maior, o que não altera muito o processo atual e ainda garante um resultado aprimorado para ambos os problemas citados.

Conforme mencionado no capítulo 8, alguns testes importantes não foram aplicados nos protótipos. As simulações de força longitudinal e força compressiva são altamente recomendadas no caso de efetiva utilização do atual projeto, mesmo que se tenha considerado um alto coeficiente de segurança durante sua elaboração. A realização do teste de compressão poderia ser feita numa máquina de tração, basta apenas que se adicione um equipamento de proteção, como uma parede polimérica cercado a região do corpo de prova, óculos de proteção e um ambiente que não contenha objetos frágeis ou valiosos. O teste de forças

longitudinais exige um sistema que permita fixar a suspensão completa com a conexão metálica recebendo as cargas.

Para o projeto dos moldes metálicos, apenas um arranjo de camadas de compósito foi considerado, o que levou a alguns imprevistos durante a laminação. Notou-se que a cavidade disponível era muito pequena para o processo de produção elaborado, de modo que este teve de ser adaptado. Porém, no novo arranjo havia material entre as regiões de contato do molde, de modo que a cavidade superior foi descartada por impossibilitar o fechamento do conjunto. Sendo assim, recomenda-se que para uma nova produção, o molde seja revisto e considere essa “sobra” de material, de modo que ele possa ser fechado e melhore o acabamento superficial da segunda face e a adesão entre as duas metades do componente fique tão próxima da linha neutra quanto possível.

REFERÊNCIAS

Segundo normas da TU/e, não há necessidade de marcar as referências junto ao texto, uma vez que o co-orientador fazia acompanhamento contínuo de toda a fundamentação teórico-tecnológica do trabalho.

- [1] 2013 Formula SAE® Rules
- [2] VAN HOEK R.; Design of a Double Wishbone Front Suspension for the URE08, Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica), Eindhoven University of Technology, Países Baixos, 2012.
- [3] B.M.H. van Hal, M.J.E. Legius, D.H.J. Willemsen, T.A.R. Zwaans, Design of a hybrid metal-composite rim, Eindhoven University of Technology, 2012.
- [4] Carbon fibers and their composites, Peter Morgan;
- [5] HexTow® Chopped Fiber Product data. 2009 _ Hexcel
- [6] SIGRAFIL® C catalogue. SGL GROUP .
- [7] Panex® 35 Carbon Felts technical datasheet. ZOLTEC
- [8] Panex® 30 Brochure. ZOLTEC
- [9] Panex® 35 Milled carbon fibers technical datasheet. ZOLTEC
- [10] Prepreg technology. March 2005 _ Hexcel Corporation
- [11] Panex® 35 uni-directional fabrics technical datasheet. ZOLTEC
- [12] Panex® 35 Tow weave carbon fabrics technical datasheet. ZOLTEC
- [13] Carbon fibers and their composites, Peter Morgan; CRC press _ 2005.
- [14] Gurit guide and catalogue (www.gurit.com/datasheets-and-downloads)
- [15] P.K. Mallick, FIBER REINFORCED COMPOSITES: Materials, Manufacturing and Design, 3rd edition, 2007, Taylor & Francis Group LLC., New York.
- [16] Composite Materials Crash course Joris Remmers October 3, 2012
- [17] CALLISTER, W. D. Materials Science and Engineering: An Introduction. 5ed. LTC, São Paulo, 2002.
- [18] M. F. Ashby, Materials Selection in Mechanical Design; Butterworth Heinemann, 1999.

- [19] MCs. Guilherme Wolf Lebrão-Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia-2008 _ Revista Plástico Sul.
- [20] www.matweb.com
- [21] Improving fretting fatigue behaviour of Al 7075-T6 bolted plates using electroless Ni-P coatings; R.H. Oskoueia, R.N. Ibrahim. International Journal of Fatigue Volume 44, Pages 157–167, November 2012.
- [22] Mechanics of Solids and Structures, Roger T. Fenner & J. N. Reddy.
- [23] Metal Fatigue in Engineering, H. O. Fuchs.
- [24] Race Car Vehicle Dynamics, Milliken & Milliken, SAE, 1995.
- [25] Atlas of Fatigue Curves, Howard E. Boyer.
- [26] EPO – European Patent office: < <http://www.european-patent-office.org> >.
- [27] INPI – Instituto Nacional de Propriedade Intelectual: < <http://www.inpi.gov.br> >.
- [28] Interlinked Double Wishbone Suspension, Original document: US7694983 (B2) <<http://worldwide.espacenet.com> >.
- [29] Active vehicle suspension system, Original document: EP1440826 (A2) <<http://worldwide.espacenet.com> >.
- [30] Double wishbone system, Original document: US 4826189 A <<http://www.google.com/patents/US4826189> >
- [31] Fibras de carbono: aplicações em eletroanalítica como material eletródico; R. M. de Carvalho, L. T. Kubota e J. J. Rohwedder; Campinas, setembro de 1998.
- [32] Unique Cars and Parts <<http://www.uniquecarsandparts.com.au/> >

APÊNDICE A – Requisitos da Fórmula SAE

A.1 Regras de segurança relacionadas à suspensão

Esta seção é dedicada às regras da competição Formula SAE mais significantes para este projeto. A preocupação dos organizadores em relação à segurança é muito grande, uma vez que não são raros os motoristas sem carta de habilitação e os projetistas não são engenheiros formados. Para evitar possíveis acidentes causados por falhas na suspensão, são importantes as seguintes regras:

T1.2.3 O veículo deve manter todas as especificações exigidas, por exemplo, altura do curso da roda, curso da suspensão, capacidade de frenagem, nível de ruído e localização da asa durante toda a competição.

T2.1 O veículo deve possuir as quatro rodas e o *cockpit* abertos (um corpo estilo fórmula) com 4 (quatro) rodas que não estão posicionadas em uma linha reta.

T6.1.1 O veículo deve ser equipado com um sistema de suspensão totalmente operacional com amortecedores (dianteiros e traseiros) com curso da roda utilizável de pelo menos 50,8 milímetros (2 polegadas), sendo 25,4 mm (1 polegada) para cima e 25,4 mm (1 polegada) para baixo, com condutor sentado. O júri reserva-se o direito de desqualificar carros que não representam uma tentativa séria de elaboração de um sistema de suspensão operacional ou que demonstram manipulação inadequada para um circuito de autocross.

T6.1.2 Todos os pontos de montagem da suspensão devem estar visíveis durante a Inspeção Técnica, quer seja pela visão direta ou pela remoção de quaisquer tipos de proteção ou coberturas.

A.2 Avaliação do projeto na competição

É certo que o objetivo final do projeto é vencer a competição. Portanto, faz-se necessário conhecer os critérios de avaliação adotados pelos jurados. A tabela abaixo lista os principais eventos avaliados e suas respectivas notas máximas.

Tabela A.1 – Eventos avaliados no Formula SAE

Eventos Estáticos	Apresentação	75 pontos
	Projeto de Engenharia	150 pontos
	Análise de Custos	100 pontos
Eventos Dinâmicos	Aceleração	75 pontos
	Bloco de derrapagem (aceleração lateral)	50 pontos
	Corrida (autocross)	150 pontos
	Eficiência	100 pontos
	Resistência	300 pontos

Fonte: Autoria Própria.

Nota-se que as maiores pontuações são destinadas a eventos que exigem muito estruturalmente dos componentes do carro (resistência e corrida), portanto o projeto estrutural deve, sem dúvidas, ter maior prioridade durante as considerações de projeto.

APÊNDICE B – ORÇAMENTO

De acordo com as regras da competição Formula SAE, é necessário desenvolver um orçamento envolvendo materiais utilizados, processos e itens necessários para a realização do protótipo da suspensão. A tabela abaixo agrega valores para cada componente do conjunto. Esses valores foram estimados no início do processo e não foram modificados de acordo com os imprevistos durante a fabricação, portanto não correspondem ao gasto efetivo da equipe para fabricação da suspensão, mas sim a uma aproximação.

Tabela B.1 – Estimativa orçamentária para fabricação dos protótipos*

FP-Chassi Connection						
Part	Description	Qty	Price/Unit	unit	[dim]	Price
Top block	Aluminium 1050A	2	5.83	0.0417	=80*65*3 mm ³	0.49
Bottom block	Aluminium 1050A	2	5.83	0.0417	=80*65*3 mm ³	0.49
Working hours		4	35	1	h	140.00
						140.97
Wishbone-Wheel Conection						
Part	Description	Qty	Price/Unit	unit	[dim]	Price
Block	Aluminium 7075	2	8.5	0.0006	=10*10*6 mm ³	28.56
Working hours		12	35	1	h	420.00
						448.56
Wishbone - Flexplate						
Part	Description	Qty	Price/Unit	unit	[dim]	Price
Carbon fiber	Prepag SE84lv Woven	2	42	1	m ²	84.00
Carbon fiber	Prepag SE84lv UNID	4	42	1	m131	168.00
						252.00
Molds						
Part	Description	Qty	Price/Unit	unit	[dim]	Price
Block	Aluminium 6082	2	7.83	1.3095	=55*15*6 mm ³	20.51
Silicon		2		-		88.00
Workinh hours		4	35	h		140.00
						248.51
Others Materials						
Part	Description	Qty	Price/Unit	unit		Price
Ball joint	GE8-FW	3	24.05	-		72.15
Glue	ARALDITE 2031	3	14.7	-		44.10
Glove		50	0.12	-		6.00
Bolts		10		-		20.00
Mask		4	4.33	-		17.32
						159.57
TOTAL=						1249.61

Fonte: Autoria Própria.

*Os preços estão em euros, pois foram cotados nos Países Baixos.

APÊNDICE C – MATERIAIS COMPÓSITOS

Materiais compósitos são aqueles que possuem dois ou mais componentes ou fases com características físicas e químicas diferentes. Separados, cada um mantém suas propriedades. Juntos, formam uma configuração com propriedades impossíveis de serem obtidas a partir de apenas um dos componentes. Eles podem ser divididos entre matriz e reforço.

A matriz de um compósito é a responsável por estruturar o material, preenchendo espaços vazios e mantendo as posições relativas de cada fase ou componente. O reforço tem o papel de aprimorar as propriedades mecânicas, eletromagnéticas e químicas do material. Existem vários tipos de matrizes e reforços que podem influenciar na configuração final de um compósito, bem como outras variáveis que podem alterar suas características finais:

- Matriz de resina (podem ser de epoxy, poliéster, vinil éster, entre outros);
- Tipo de reforço (fibras de carbono, fibras de vidro, kevlar, etc);
- Quantidade de reforço em relação à matriz;
- Orientação de fibras (unidirecional, trançadas, aleatórias, etc);
- Processo de fabricação (laminação manual, pultrusão, entre outros).

C.1 Reforços para compósitos

As fibras de carbono consistem em filamentos obtidos a partir da decomposição de outros materiais feitos de carbono. São utilizadas principalmente na fabricação de naves espaciais, indústria automobilística e equipamentos eletroanalíticos. Uma de suas características mais apreciadas é a resistência à corrosão. Além disso, possuem baixa densidade, altas resistências mecânica, elétrica e térmica, elevada rigidez, boa resistência à fadiga, amortecem vibrações, possuem estabilidade dimensional, são quimicamente inertes e possuem preço acessível. Devido a essas características, as fibras de carbono foram selecionadas para o presente trabalho.

Existem três grupos de opções de fibras de carbono disponíveis no mercado, conforme mostra a figura abaixo.

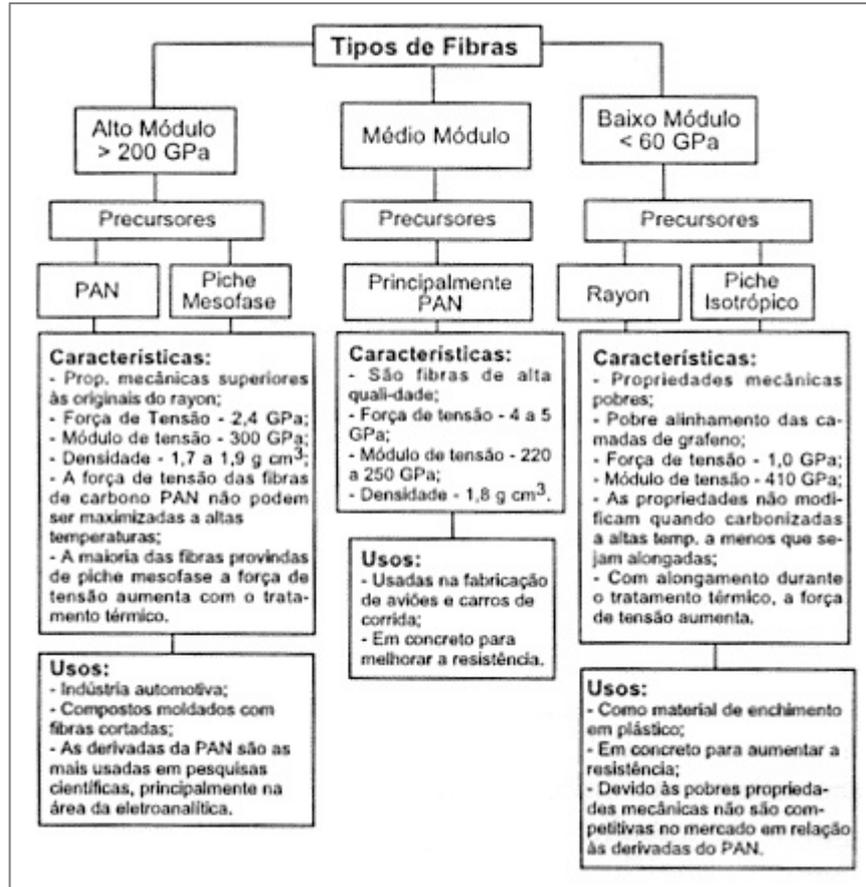


Figura C.1 – Tipos de fibra de carbono

Fonte: R. M. de Carvalho, L. T. Kubota e J. J. Rohwedder [31].

O poliacrilonitrilo, ou PAN, é um composto orgânico a partir do qual pode-se obter fibra de carbono. Ele determina propriedades atrativas para as fibras se comparado com outras bases para produção das mesmas.

Os reforços de carbono podem ser de vários tipos físicos. A seguir, são listados alguns deles.

- As “Fibras Cortadas” (do inglês, *Chopped Fibers*) apresentam-se em pequenas dimensões, pois são geralmente utilizadas em processos de injeção onde o peso do componente é um fator relevante.
- Fibras de Estopa são longas e enroladas, geralmente utilizadas para produção de outros tipos de fibras.
- Fibras do tipo Feltro são muito finas e geralmente utilizadas como isolantes em locais anti-incêndio, por exemplo, ou como filtro, além de materiais compósitos.
- Fibras moídas possuem em média 100µm de comprimento e são geralmente utilizadas em processos de injeção pra produção de equipamentos eletrônicos.

A fibra de carbono mais apropriada para um compósito deve levar em conta a matriz utilizada para o mesmo. Definido isso, as fibras podem ser escolhidas e também sua disposição, formando tecidos unidirecionais (fibras alinhadas na mesma direção, a qual será mais resistente a uma carga aplicada em um sentido), trançados (geralmente bidirecionais, resultam em um bom acabamento superficial e as propriedades são as mesmas em duas direções) ou ainda tecidos com fibras aleatoriamente dispersas na matriz.

C.2 Matrizes para compósitos

Mais importante do que as o reforço de um compósito é a matriz utilizada, que irá suportar o reforço e proporcionar as principais características do conjunto. Um material rígido e leve deve possuir um alto módulo de elasticidade (E) e uma baixa densidade (ρ). Caso ele esteja submetido a tensões de tração, como no presente caso, o módulo específico (E/ρ) irá determinar o material mais indicado. As possíveis classes de materiais adequados para a matriz do compósito são:

- Termofixos;
- Termoplásticos;
- Metais;
- Cerâmicas.

Os metais e as cerâmicas possuem características bem conhecidas pelos engenheiros, portanto uma breve descrição das outras duas classes será feita a seguir.

Materiais termofixos possuem excelente resistência a solventes e meios corrosivos. Além de terem uma boa tolerância ao calor e a altas temperaturas, pois uma vez curados não voltam a amolecer, são resistentes à fadiga e possuem boa adesão e excelente acabamento superficial para polimento ou pintura. São populares por serem líquidos a temperatura ambiente, o que permite uma boa impregnação de fibras para produção de compósitos, e durante a laminação, toda bolha de ar pode ser removida rapidamente através da utilização de vácuo ou uma bomba de pressão positiva. São exemplos de termofixos a resina de poliéster, a resina de vinil éster, o epóxi e o poliuretano.

Os termoplásticos são polímeros que, a uma dada temperatura, apresentam alta viscosidade, o que facilita muito sua conformação e modelagem. Eles podem chegar até um estado totalmente fundido, passando por uma fase vítrea e seu diferencial é poder ser liquefeito novamente para uma segunda modelagem, por exemplo, de modo que podem ser

facilmente reciclados. São exemplos de materiais termoplásticos o polipropileno, o polietileno e o policloreto de vinil, também conhecido como PVC.

Muitos termofixos apresentam-se na forma de “*prepregs*”, expressão em inglês para pré-impregnados. Os *prepregs* são matrizes já reforçadas que ainda não foram curadas, o que significa que podem ser modeladas conforme se desejar. Esse tipo de compósito deve ser armazenado em local refrigerado e sua resina se liquefaz em temperaturas a partir de 70°C.

C.3 Seleção do material

A seleção de materiais é uma etapa importante no processo de desenvolvimento de um projeto. Se as cargas atuantes no sistema são definidas, o modelo é escolhido e o projeto é realizado, mas não há material que resista às situações consideradas, o produto final não pode ser produzido. O presente trabalho considera o pior caso possível ao qual o carro pode estar submetido, que consiste em frenagem com solavancos em uma curva. Isso não significa que o veículo irá efetivamente estar sujeito a essa condição, porém, caso esteja, não pode falhar.

Sabe-se que as forças longitudinais máximas atuando no carro no caso descrito acima são de 1100 N (trativa) e 2100 N (compressiva). Essas cargas não são aplicadas ao mesmo braço ou à mesma suspensão. As dimensões são diferentes para cada osso de cada conjunto *wishbone*, portanto as forças também o são. Sendo assim, pode-se afirmar que as forças reais são ainda menores que as mencionadas, de modo que o projeto estará superdimensionado com coeficiente de segurança em torno de 2.

É importante notar as particularidades de cada componente do conjunto. O osso, por exemplo, deve ser rígido o bastante para suportar as cargas laterais atuando nos pneus que são transferidas ao chassi através das suspensões. Por outro lado, as placas flexíveis, como o próprio nome diz, devem ser flexíveis o suficiente para permitir movimento vertical ao carro sem falhar. Estes componentes serão feitos como uma peça única, portanto o mesmo material deve estar de acordo com ambas as situações propostas. A partir dessa informação e com o Diagrama de Ashby mostrado abaixo, é possível definir que tipo de material é conveniente para os comportamentos descritos anteriormente e, assim, obter um ponto de partida na seleção do material.

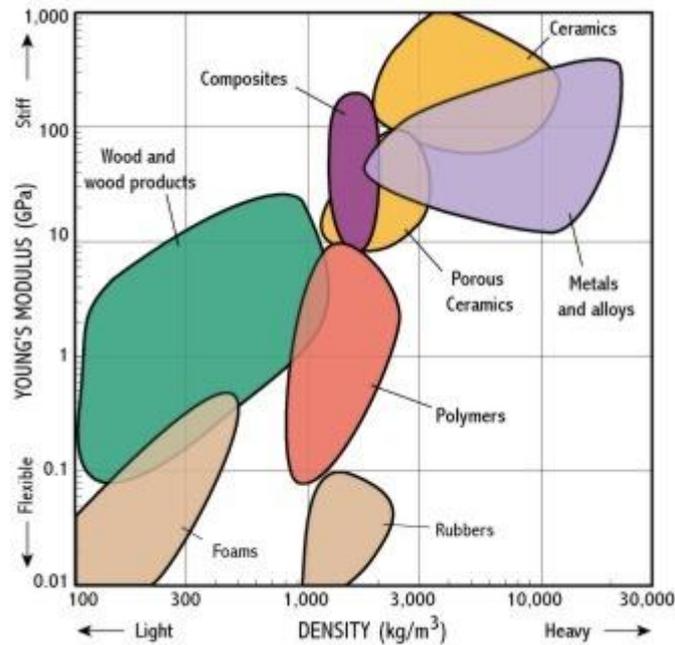


Figura C.2 – Diagrama de Ashby

Fonte: Butterworth Heinemann [18].

Conforme mostrado no Capítulo 2, apenas suportar as forças do sistema não é condição suficiente para aprovação da suspensão, é necessário também que ela seja tão leve quanto possível. De acordo com a Figura C.2, metais e ligas metálicas são fortes e flexíveis o suficiente para o estudo em questão, porém, são os materiais de maior densidade dentre os disponíveis. Os materiais poliméricos poderiam ser uma alternativa a esse problema por serem leves e flexíveis, mas por outro lado, não seriam capazes de suportar as forças aplicadas no carro. Conclui-se que o material escolhido deve possuir características de metais e polímeros ao mesmo tempo. Por esse motivo, um material compósito é a melhor opção para a situação atual.

Por atender às necessidades de rigidez e resistência mecânica, optou-se pela utilização de reforço de fibras de carbono do Tipo II, de médio módulo, conforme descrito na Figura C.1. Uma matriz metálica não é interessante no presente caso de estudo, pois a suspensão deve ser leve. Como mencionado acima, cerâmicas também podem ser descartadas porque são muito frágeis para essa aplicação. Então a decisão fica entre matrizes termofixos e termoplásticas.

Muitas resinas termoplásticas possuem melhor resistência ao impacto se comparadas a termofixos, podendo alcançar um valor até 10 vezes maior. Além disso, os termoplásticos têm a capacidade de se reformarem por amolecem quando aquecidos e, quando impregnados com reforços em seu estado líquido, o processo de cura envolve uma transformação física e

não química, facilitando a reciclagem. O problema desse tipo de matriz é que, em temperatura ambiente, seu estado é líquido, o que torna a manufatura mais complexa em relação aos termofixos, que são sólidos em temperatura ambiente. Em geral, eles são também, depois de endurecidos, mais duros e rígidos que os termoplásticos e não tem propriedades mecânicas dependentes da temperatura. Por esses motivos, optou-se por uma matriz de epóxi, um polímero termofixo.

Quando comparado com termofixos tradicionais, a resina de epóxi possui algumas vantagens, como pouca contração depois de curada, excelente resistência química e à umidade, boas propriedades elétricas, resistências mecânica e à fadiga apuradas, resistência ao impacto e longa vida útil. Para serem produzidas, essas resinas exigem a ação de um agente endurecedor. Elas são viscosas, porém não duras, quando em forma de *prepregs* a temperatura ambiente, de forma que não são de difícil modelagem, podendo ser cortadas, empilhadas e moldadas com facilidade. Para produção de um componente, devem ser colocadas em um forno para que a alta temperatura amoleça sua resina e permita que ela seja consolidada de forma uniforme para posterior cura.

Optar por uma resina líquida aplicada em um molde fechado, por exemplo, implicaria em dificuldade de alinhamento ou não alinhamento das fibras, necessidade de um agente endurecedor, desperdício de material e muita probabilidade de erro. Com o *prepreg* de epóxi, faz-se necessário apenas encomendar a quantia de tecido (como é chamado pelos fornecedores) desejada e iniciar o trabalho. O endurecedor e as fibras já estão em quantidades apropriadas na matriz, o que acarreta em custo um pouco mais elevado, já que isso significa um passo a mais na cadeia produtiva. Todavia, o custo-benefício proporcionado por esse tipo de material faz com que ele seja escolhido para o presente projeto.

C.4 Características e propriedades do compósito selecionado

O objetivo principal para o desenvolvimento de uma nova suspensão para a competição Formula SAE é redução de peso, levando sempre em conta o custo do novo projeto e modos de produção. Embora a seleção de materiais seja diretamente responsável pela massa do conjunto, ela não é prioridade. Isso porque após selecionar a melhor categoria de materiais, seria necessário encontrar fornecedores dos mesmos e, em seguida, validar todas as suas propriedades, resistência à fadiga e simular resultados para que um material ideal fosse selecionado. Como são muitas as opções disponíveis no mercado, selecionar a melhor delas tomaria muito tempo e demandaria muito trabalho. Sendo assim, decidiu-se que, para o

presente estudo, o material mais comumente utilizado pela equipe URE para a fabricação de seus componentes compósitos seria empregado. O time já possui experiência com esse material e domina as técnicas necessárias para sua utilização, o que leva a uma otimização de tempo de aprendizado e de produção para confecção do protótipo da suspensão.

Assim, o material escolhido para compor a suspensão é um *prepreg* de epóxi com cura a baixas temperaturas, o SE 84LV, fornecido pela Gurit. Tecidos com fibras unidirecionais e trançadas serão utilizadas e suas propriedades são detalhadas na tabela abaixo.

Tabela C.1 – Propriedades do SE 84LV

Material name		RC203 SE84	UCHSC200 SE84
Material type		Balanced woven 0/90	Unidirectional
Fibre Volume Fraction		0,51	0,56
Longitudinal PROPERTY		Units	
Longitudinal Tensile Modulus	N/mm ²	62450	130330
Longitudinal Tensile Strength	N/mm ²	593,3	1433,6
Longitudinal Compressive Modulus	N/mm ²	61200	122350
Longitudinal Compressive Strength	N/mm ²	489,6	1003,3
Transverse PROPERTY			
Transverse Tensile Modulus	N/mm ²	62450	7220
Transverse Tensile Strength	N/mm ²	593,3	32,5
Transverse Compressive Modulus	N/mm ²	61200	7220
Transverse Compressive Strength	N/mm ²	489,6	108,3
SHEAR PROPERTIES			
InterLaminar Shear Modulus	N/mm ²	3710	4230
InterLaminar Shear Strength	N/mm ²	55,7	76,1
In-Plane Shear Modulus	N/mm ²	4081	4230
In-Plane Shear Strength	N/mm ²	68,2	76,1
Poissons Ratio (Longitudinal Strain)		0,037	0,337
Poissons Ratio (Transverse Strain)		0,037	0,018
Longitudinal Coeff. of Thermal Expansion	10-6/°K	2,72	0,57
Transverse Coeff. of Thermal Expansion	10-6/°K	2,72	35,10
Density	kg/m ³	1485	1514
Structural Ply Thickness	mm	0,22	0,20
Actual Ply Weight	g/m ²	324	304
DERIVED SHEAR PROPERTIES @ ±45°			
Shear material name:		1 x RC200 SE84@ ±45°	2 x UCHSC200 SE84 @ ±45°
Axial modulus with fibres @±45°	N/mm ²	14483	15079
Shear modulus with fibres @45°	N/mm ²	29805	32216
Poisson's ratio with fibres @±45°		0,774	0,782
Shear thickness	mm	0,22	0,40
Limit shear strain	%	0,91	0,93
Limit shear stress	N/mm ²	271,0	298,6
Ultimate shear strain	%	1,58	1,59
Ultimate shear stress	N/mm ²	472,1	512,6

Fonte: Catálogo da Gurit [14].

APÊNDICE D – CÁLCULO LAMINAR PARA O COMPÓSITO

Para calcular as tensões e deformações em cada uma das lâminas de fibra de carbono, de modo a prever possíveis falhas, utilizou-se no Matlab a Teoria da Laminação [16] e do Estado Plano de Tensões [4]. A partir das cargas obtidas para a pior situação possível à qual o carro poderia estar sujeito, foram feitas as seguintes hipóteses:

- a. Fibras uniformemente distribuídas na matriz de cada tecido;
- b. União perfeita entre as fibras e a matriz ($\epsilon_c = \epsilon_m = \epsilon_f$, ou seja, mesma deformação nas fibras, na matriz e no conjunto);
- c. Matriz não possui vazios;
- d. A lâmina encontra-se inicialmente em uma condição livre de tensões residuais;
- e. As fibras e a matriz comportam-se como materiais de elasticidade linear e são macroscopicamente homogêneas;
- f. A espessura de uma lâmina de *prepreg* é muito maior que o diâmetro de uma fibra;
- g. A largura da lâmina é muito maior que sua espessura;
- h. As tensões interlaminares em uma camada são nulas ($\sigma_{zz} = \sigma_{xz} = \sigma_{yz} = 0$);
- i. As deformações transversais são desprezíveis ($\epsilon_{zz} = \gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0$);
- j. União perfeita entre todas as lâminas;
- k. Distribuição linear de deformação ao longo da espessura da lâmina;
- l. Todas as deformações são pequenas se comparadas com a espessura da lâmina.

De acordo com a Teoria da Laminação, para cada lâmina de orientação θ , deve existir outra idêntica em qualquer outra posição da pilha, para garantir que o par Tensão-Deformação seja igual a zero e o layout esteja balanceado, o que facilita os cálculos. Além disso, se a posição de cada dupla de lâminas iguais estiver à mesma distância relativa ao plano médio do conjunto, o par Momento Fletor-Linha de Torção também é igual a zero. Essas condições levam à seguinte configuração:

$$\theta = [45^\circ \quad 0^\circ \quad 0^\circ \quad 0^\circ \quad -45^\circ \quad 0^\circ \quad 0^\circ \quad 45^\circ \quad 0^\circ \quad 0^\circ \quad 0^\circ \quad -45^\circ]$$

Onde a primeira e a última camada, 45° e -45° respectivamente, são de tecidos trançados e as demais são unidirecionais.

Com essa informação em mente, é possível dar início aos cálculos para validar a disposição e quantidade das lâminas. O código utilizado encontra-se no Apêndice E, mas abaixo, tem-se um resumo de seu funcionamento.

- 1°. Determinar uma variável que represente a distância entre o plano médio até o centro das lâminas (mid_i);
- 2°. $A1$, $B1$, $C1$ e $D1$ são as matrizes de tensões e deformações;
- 3°. Calcular as tensões em relação ao plano médio (EPS_i) em cada uma das lâminas com a função Eps_mid ;
- 4°. Tensões residuais devido à contração térmica ($Eps_free_thermal_contraction$) são nulas, pois não se considera a variação de temperatura após a cura do compósito;
- 5°. Cálculo das deformações devido à flexão;
- 6°. Tensões em cada lâmina (σ_i);
- 7°. Aplicação dos critérios de falha.

Aplicando o código, tem-se o seguinte resultado para a disposição θ mencionada:

Tabela D.1 – Resultado dos cálculos no Matlab para 12 lâminas

WOVEN	UD	UD	UD	UD	UD	UD	UD	UD	UD	UD	UD	WOVEN
45°	0°	0°	0°	-45°	0°	0°	45°	0°	0°	0°	0°	-45°
Strains [mm]												
-0,149	-0,1026	-0,0585	-0,0143	0,0298	0,074	0,1181	0,1623	0,2065	0,2506	0,2948	0,3412	
0,203	0,1702	0,1389	0,1076	0,0763	0,0451	0,0138	-0,0175	-0,0488	-0,0801	-0,1113	-0,1442	
-0,0183	-0,0135	-0,0089	-0,0043	0,0003	0,0049	0,0095	0,0141	0,0187	0,0233	0,0279	0,0327	
Bending Strains [mm]												
-0,0027	-0,0022	-0,0017	-0,0012	-0,0007	-0,0002	0,0002	0,0012	0,0007	0,0017	0,0022	0,0027	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Stresses [Mpa]												
-97,56	-301,47	-231,66	-161,85	-25,75	-22,23	47,58	34,88	187,2	257,01	326,82	106,19	
-74,82	-4,4	-3,32	-2,24	-19,15	-0,09	0,99	27,16	3,14	4,22	5,3	82,47	
-0,55	-0,06	-0,04	-0,02	-19,41	0,02	0,04	-26,72	0,08	0,1	0,12	0,98	

Fonte: Autoria própria.

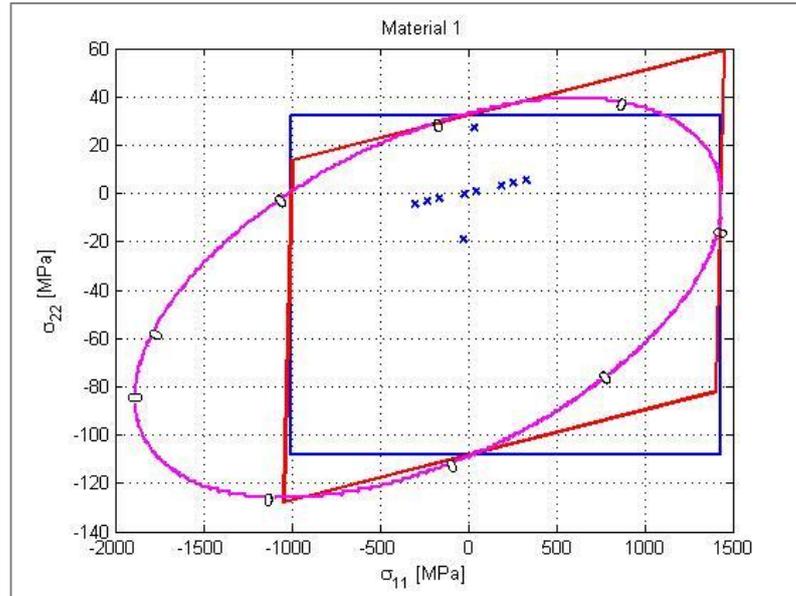


Figura D.1 – Critério de falhas: Tsai-Wu, Tsai-Hill e Máximas Tensões e Deformações para lâminas unidirecionais

Fonte: Autoria própria.

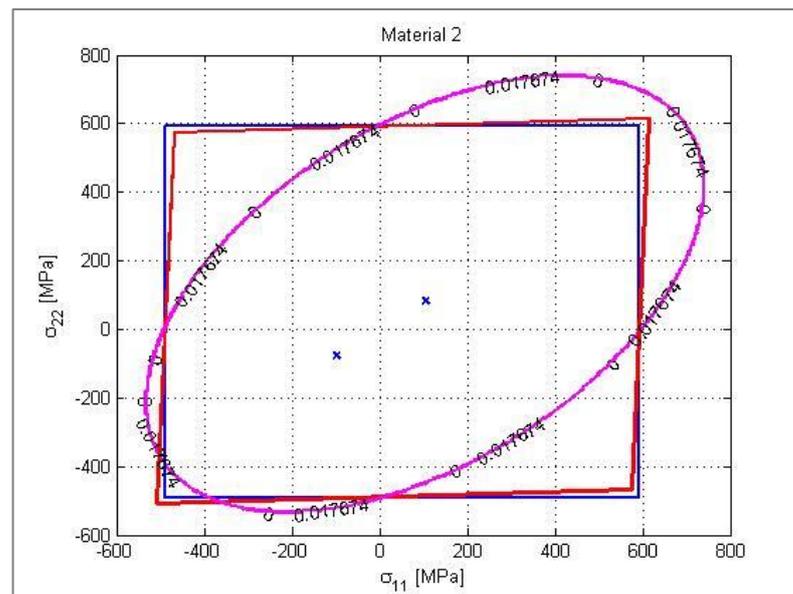


Figura D.2 – Critério de falhas: Tsai-Wu, Tsai-Hill e Máximas Tensões e Deformações para lâminas trançadas

Fonte: Autoria própria.

A análise de elementos finitos das placas flexíveis mostrou que a espessura desse componente poderia ser menor do que aquela equivalente a 12 lâminas de fibra de carbono inicialmente estipuladas. De acordo com as forças aplicadas nessa região e a espessura de cada lâmina, o código do Matlab e a análise numérica mostraram que seis camadas de material compósito de 1,24 mm de espessura seriam suficientes para garantir um bom desempenho à suspensão, conforme mostrado na sessão 5.3.

APÊNDICE E – CÓDIGOS UTILIZADOS NO MATLAB

TENSÕES E DEFORMAÇÕES

```

%% Initialisation
clear all
close all
clc

addpath('C:\Users\Camila\Documents\Facul\TUE\Matlab\Matlab\m-files')

%% Define properties matrix

% Material 1:
    id = 1;
prop(1,id) = 130330e6;           % E1 [Pa]
prop(2,id) = 7220e6;           % E2 [Pa]
prop(3,id) = 4230e6;           % G12 [Pa]
prop(4,id) = 0.337;           % nu12 [-]
prop(5,id) = (prop(2,id)/prop(1,id))*prop(4,id); % nu21 [-]
prop(6,id) = 0.20e-3;           % t [m]
prop(7,id) = 0.57e-6;           % alpha1 [1/K]
prop(8,id) = 35.10e-6;           % alpha2 [1/K]
prop(9,id) = 1443.6e6;           % Longitudinal tensile strength [Pa]
prop(10,id)= 1003.3e6;           % Longitudinal compressive strength [Pa]
prop(11,id)= 32.5e6;           % Transverse tensile strength [Pa]
prop(12,id)= 108.3e6;           % Transverse compressive strength [Pa]
prop(13,id)= 76.10e6;           % Interlaminar shear strength [Pa]
prop(14,id)= 0;           % F12 (if given, otherwise 0)

% Material 2:
    id = 2;
prop(1,id) = 62450e6;           % E1 [Pa]
prop(2,id) = 62450e6;           % E2 [Pa]
prop(3,id) = 3710e6;           % G12 [Pa]

```

```

prop(4,id) = 0.037; % nu12 [-]
prop(5,id) = (prop(2,id)/prop(1,id))*prop(4,id); % nu21 [-]
prop(6,id) = 0.22e-3; % t [m]
prop(7,id) = 2.72e-6; % alpha1 [1/K]
prop(8,id) = 2.72e-6; % alpha2 [1/K]
prop(9,id) = 593.3e6; % Longitudinal tensile strength [Pa]
prop(10,id)= 489.6e6; % Longitudinal compressive strength [Pa]
prop(11,id)= 593.3e6; % Transverse tensile strength [Pa]
prop(12,id)= 489.6e6; % Transverse compressive strength [Pa]
prop(13,id)= 55.7e6; % Interlaminar shear strength [Pa]
prop(14,id)= 0; % F12 (if given, otherwise 0)

```

```
% Broken layers
```

```
% Reduction factors:
```

```
r1=1;
```

```
r2=0.25;
```

```
r12= 0.25;
```

```
% Material 1: broken
```

```
id=3;
```

```
prop(1,id) = prop(1,1)*r1; % E1 [Pa]
```

```
prop(2,id) = prop(2,1)*r2; % E2 [Pa]
```

```
prop(3,id) = prop(3,1); % G12 [Pa]
```

```
prop(4,id) = prop(4,1)*r12; % nu12 [-]
```

```
prop(5,id) = (prop(2,id)/prop(1,id))*prop(4,id); % nu21 [-]
```

```
prop(6:14,id)= prop(6:14,1);
```

```
% Material 2: broken
```

```
id=4;
```

```
prop(1,id) = prop(1,2)*r1; % E1 [Pa]
```

```
prop(2,id) = prop(2,2)*r2; % E2 [Pa]
```

```
prop(3,id) = prop(3,2); % G12 [Pa]
```

```

prop(4,id) = prop(4,2)*r12;          % nu12 [-]
prop(5,id) = (prop(2,id)/prop(1,id))*prop(4,id); % nu21 [-]
prop(6:14,id)= prop(6:14,2);

%% Define lay up

theta = [45 0 -45 45 0 -45 45 0 -45 45 0 -45];
mat = [ 2 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 2 ];
matpair = [1 3;2 4]; % Relate broken to whole material.

% Start counters
matcounter = ones(1,length(mat));
cycle_mat(2,:)= mat;
%% Define scaling factor (leave it to 1)
Sf = 1;

%% Define loads:
load = 600; % [N] Load in xx direction
L_0 = 0.045; % [m] Original flexplate length
width = 0.0024; % [m] Flexplate width
gamma = 7.5; % [°] Flexplate bending angle

Nxx = load/width;
Nyy = 0; % [N/m]
Nxy = 0;
N = [Nxx,Nyy,Nxy]';

Mxx = 0;
Myy = 0; % [N/m^2]
Mxy = 0;
M = [Mxx,Myy,Mxy]';

T1 = 293;
T2 = 293;

```

```

dT = T2-T1; %[K]

%% Start calculations
count = 1;
while norm(cycle_mat(count+1,:) - cycle_mat(count,:))>0;
close all

%% Calculate laminate midplane distances
mid_i = lamite_midplane(mat,prop);

%% Calculate A B D and A1 B1 C1 D1 matrices
[A, B, D, T_st, T_dst] = ABD_2(theta, mat, prop);
[ A1,B1,C1,D1 ] = midplaneABCD( A,B,D );

%% Calculate mid plane and laminate strains
% Midplane:
[Eps_0,K_0] = Eps_mid(mat,A1,B1,C1,D1,N,M,T_st,T_dst,dT);
% Laminate:
[Eps] = Eps_i(Eps_0,K_0,mid_i)

%% Calculate residual strains
% Free thermal contraction strains
[ Eps_fr_th ] = Eps_free_thermal_contraction(theta,prop,dT,mat);
% Substract free thermal contraction strains from laminate strains
Eps = Eps - Eps_fr_th;

% Bending strains
%[Eps_fp_bend] = Eps_flexplate_bending(L_0,gamma,mid_i)#####Eliminated
%from calculation, but is in originals calculations
% Add bending strains to laminate strains
%Eps = Eps + Eps_fp_bend #####Eliminated from calculation, but is in
%originals calculations

%% Calculate laminate stresses

```

```

[sigma_layer] = sigma_i(mat,prop,Eps,theta)

%% Yield criteria:

% Maximum stress yield criterium
[yield_max_stress] = max_stress(prop,sigma_layer,mat);

% Maximum strain yield criterium
[yield_max_strain] = max_strain(prop,sigma_layer,mat);

% Tsai-hill
[ yield_Tsai_hill ] = Tsai_hill(sigma_layer,prop,mat);

% Tsai-Wu
[ yield_Tsai_wu ] = Tsai_wu(sigma_layer,prop,mat);

% Plot states
[id] = stress_states(prop,sigma_layer,mat,id);

% Check for broken layers
[ mat,cycle_mat,matcounter ] = broken(yield_max_stress, yield_max_strain,
yield_Tsai_wu, mat, matcounter, matpair, cycle_mat );
count = count+1;
commandwindow
end

```

LAMINATE MIDPLANE

```

function [ mid_i ] = lamite_midplane(mat,prop)
%Calculates the distance between the midplane and the middle of a laminate
%layer

z=[];

```

```

cz=0;
for ii=1:length(mat);
    z(ii)= prop(6,mat(ii));
end
h = sum(z);
mid=h/2;

clear ii

for ii=1:length(mat)
    cz = cz+z(ii);
    mid_i(ii) = cz-0.5*prop(6,mat(ii))-mid;
end

end

```

A, B AND D MATRICES

```

function [A, B, D, T_st, T_dst] = ABD_2(theta, mat, prop)

%% Initialization
A = zeros(3);
B = zeros(3);
D = zeros(3);
nol = length(theta);          % Number of layers
T_st = zeros(3,1);
T_dst = zeros(3,1);

%% Material properties
% Material properties UD tape (1) and plain weave fabric (2)
E1 = prop(1,:); % [Pa]
E2 = prop(2,:); % [Pa]

```

```

G12 = prop(3,:); % [Pa]
nu12 = prop(4,:); % [-]
nu21 = prop(5,:); % [-]
t = prop(6,:); % [m]
alpha1 = prop(7,:); % [1/K]
alpha2 = prop(8,:); % [1/K]

%% Calculate transformed stiffnesses [Q], updating [A], [B] and [D]
% Total laminate thickness
lamt = sum(t(mat));
z1 = -0.5*lamt;

% Calculation of A B and D matrices
for i = 1:nol

    % Calculate layer stiffnesses Q11, Q22, Q12 and Q66
    Q11 = E1(mat(i)) / (1 - nu12(mat(i))*nu21(mat(i)));
    Q22 = E2(mat(i)) / (1 - nu12(mat(i))*nu21(mat(i)));
    Q12 = nu12(mat(i))*E2(mat(i)) / (1 - nu12(mat(i)) * nu21(mat(i)));
    Q66 = G12(mat(i));

    z2 = z1; % h of lower surface of the layer
    z1 = z1 + t(mat(i)); % h of upper surface of the layer

    U1 = 1/8*(3*Q11 + 3*Q22 + 2*Q12 + 4*Q66);
    U2 = 1/2*(Q11 - Q22);
    U3 = 1/8*(Q11 + Q22 - 2*Q12 - 4*Q66);
    U4 = 1/8*(Q11 + Q22 + 6*Q12 - 4*Q66);
    U5 = 1/2*(U1 - U4);

    Qxx = U1 + U2*cosd(2*theta(i)) + U3*cosd(4*theta(i));
    Qxy = U4 - U3*cosd(4*theta(i));
    Qyy = U1 - U2*cosd(2*theta(i)) + U3*cosd(4*theta(i));
    Qxs = 1/2*U2*sind(2*theta(i)) + U3*sind(4*theta(i));

```

$$Q_{ys} = 1/2 * U2 * \text{sind}(2 * \text{theta}(i)) - U3 * \text{sind}(4 * \text{theta}(i));$$

$$Q_{ss} = U5 - U3 * \text{cosd}(4 * \text{theta}(i));$$

$$Q = [\begin{array}{ccc} Q_{xx} & Q_{xy} & Q_{xs} \\ Q_{xy} & Q_{yy} & Q_{ys} \\ Q_{xs} & Q_{ys} & Q_{ss} \end{array}];$$

$$A = A + Q * (z1 - z2);$$

$$B = B + Q * (1/2) * (z1^2 - z2^2);$$

$$D = D + Q * (1/3) * (z1^3 - z2^3);$$

$$\alpha_{xx} = \alpha1 * \text{cosd}(\text{theta}(i))^2 + \alpha2 * \text{sind}(\text{theta}(i))^2;$$

$$\alpha_{yy} = \alpha1 * \text{sind}(\text{theta}(i))^2 + \alpha2 * \text{cosd}(\text{theta}(i))^2;$$

$$\alpha_{xy} = (2 * \text{sind}(\text{theta}(i)) * \text{cosd}(\text{theta}(i))) * (\alpha1 - \alpha2);$$

$$T_{st}(1) = T_{st}(1) + ((Q_{xx} * \alpha_{xx}(\text{mat}(i)) + Q_{xy} * \alpha_{yy}(\text{mat}(i)) + Q_{xs} * \alpha_{xy}(\text{mat}(i))) * (z1 - z2));$$

$$T_{st}(2) = T_{st}(2) + ((Q_{xy} * \alpha_{xx}(\text{mat}(i)) + Q_{yy} * \alpha_{yy}(\text{mat}(i)) + Q_{ys} * \alpha_{xy}(\text{mat}(i))) * (z1 - z2));$$

$$T_{st}(3) = T_{st}(3) + ((Q_{xs} * \alpha_{xx}(\text{mat}(i)) + Q_{ys} * \alpha_{yy}(\text{mat}(i)) + Q_{ss} * \alpha_{xy}(\text{mat}(i))) * (z1 - z2));$$

$$T_{dst}(1) = T_{dst}(1) + ((Q_{xx} * \alpha_{xx}(\text{mat}(i)) + Q_{xy} * \alpha_{yy}(\text{mat}(i)) + Q_{xs} * \alpha_{xy}(\text{mat}(i))) * 0.5 * (z1^2 - z2^2));$$

$$T_{dst}(2) = T_{dst}(2) + ((Q_{xy} * \alpha_{xx}(\text{mat}(i)) + Q_{yy} * \alpha_{yy}(\text{mat}(i)) + Q_{ys} * \alpha_{xy}(\text{mat}(i))) * 0.5 * (z1^2 - z2^2));$$

$$T_{dst}(3) = T_{dst}(3) + ((Q_{xs} * \alpha_{xx}(\text{mat}(i)) + Q_{ys} * \alpha_{yy}(\text{mat}(i)) + Q_{ss} * \alpha_{xy}(\text{mat}(i))) * 0.5 * (z1^2 - z2^2));$$

end

A1, B1, C1 AND D1 MATRICES

```

function [ A1,B1,C1,D1 ] = midplaneABCD( A,B,D )
%Calculates the A1 B1 C1 and D1 matrix as a function of A B and D

D_star = D - B*inv(A)*B;
D1    = inv(D_star);
B1    = -inv(A)*B*inv(D_star);
C1    = B1';
A1    = inv(A)+inv(A)*B*inv(D_star)*B*inv(A);

end

```

MIDPLANE STRAINS

```

function [Eps_0,K_0] = Eps_mid(mat,A1,B1,C1,D1,N,M,T_st,T_dst,dT)
%EPS_mid calculates the mid plane strains of a laminate.

Eps = [];
for i = 1:length(mat)
    Eps_0 = A1*(N+(T_st*dT)) + B1*(M+(T_dst*dT));
    K_0   = C1*(N+(T_st*dT)) + D1*(M+(T_dst*dT));
End

```

LAMINATE STRAINS

```

function [ Eps ] = Eps_i(Eps_0,K_0,mid_i)
%UNTITLED3 Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here

Eps=[];
for i=1:length(mid_i)

    Eps(:,i) = Eps_0 + mid_i(i) * K_0;

```

```
end
end
```

RESIDUAL STRAINS

```
function [ Eps_fr_th ] = Eps_free_thermal_contraction(theta,prop,dT,mat)
```

```
%Calculates the free thermal contraction strains
```

```
for i=1:length(theta)
```

```
% Material properties
```

```
alpha1 = prop(7,mat(i)); % [1/K]
```

```
alpha2 = prop(8,mat(i)); % [1/K]
```

```
alpha_xx = alpha1*cosd(theta(i))^2+alpha2*sind(theta(i))^2;
```

```
alpha_yy = alpha1*sind(theta(i))^2+alpha2*cosd(theta(i))^2;
```

```
alpha_xy = (2*sind(theta(i))*cosd(theta(i)))*(alpha1-alpha2);
```

```
Eps_fr_th(1,i) = alpha_xx*dT;
```

```
Eps_fr_th(2,i) = alpha_yy*dT;
```

```
Eps_fr_th(3,i) = alpha_xy*dT;
```

```
end
```

BENDING STRAINS

```
function [ Eps_fp_bend ] = Eps_flexplate_bending(L_0,gamma,mid_i)
```

```
Eps_fp_bend=[];
```

```
for i=1:length(mid_i)
```

```
Eps_fp_bend(1,i) = ((gamma*pi*mid_i(i))/180)/L_0;
```

```

Eps_fp_bend(2,i) = 0;
Eps_fp_bend(3,i) = 0;

end
end

```

LAMINATE STRESSES

```

function [sigma_layer] = sigma_i(mat,prop,Eps,theta )
%UNTITLED4 Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here
sigma_layer=[];

for i=1:length(mat)

% Material properties
% Material properties UD tape (1) and plain weave fabric (2)
E1   = prop(1,:); % [Pa]
E2   = prop(2,:); % [Pa]
G12  = prop(3,:); % [Pa]
nu12 = prop(4,:); % [-]
nu21 = prop(5,:); % [-]
t    = prop(6,:); % [m]
alpha1 = prop(7,:); % [1/K]
alpha2 = prop(8,:); % [1/K]

% Calculate layer stiffnesses Q11, Q22, Q12 and Q66
Q11 = E1(mat(i)) / (1 - nu12(mat(i))*nu21(mat(i)));
Q22 = E2(mat(i)) / (1 - nu12(mat(i))*nu21(mat(i)));
Q12 = nu12(mat(i))*E2(mat(i)) / (1 - nu12(mat(i)) * nu21(mat(i)));
Q66 = G12(mat(i));

U1 = 1/8*(3*Q11 + 3*Q22 + 2*Q12 + 4*Q66);

```

```

U2 = 1/2*(Q11 - Q22);
U3 = 1/8*(Q11 + Q22 - 2*Q12 - 4*Q66);
U4 = 1/8*(Q11 + Q22 + 6*Q12 - 4*Q66);
U5 = 1/2*(U1 - U4);

Qxx = U1 + U2*cosd(2*theta(i)) + U3*cosd(4*theta(i));
Qxy = U4 - U3*cosd(4*theta(i));
Qyy = U1 - U2*cosd(2*theta(i)) + U3*cosd(4*theta(i));
Qxs = 1/2*U2*sind(2*theta(i)) + U3*sind(4*theta(i));
Qys = 1/2*U2*sind(2*theta(i)) - U3*sind(4*theta(i));
Qss = U5 - U3*cosd(4*theta(i));

Q_mn = [Qxx Qxy Qxs;
        Qxy Qyy Qys;
        Qxs Qys Qss];

sigma_layer(:,i) = Q_mn*Eps(:,i);
end

```

MAXIMUM STRESS YIELD CRITERIUM

```

function [yield_max_stress] = max_stress(prop,sigma_i,mat)
%UNTITLED Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here

yield_max_stress = [];
for i = 1:length(mat);

    % Call material properties
    F1t = prop(9,mat(i));
    F1c = prop(10,mat(i));
    F2t = prop(11,mat(i));
    F2c = prop(12,mat(i));

```

```
tau12 = prop(13,mat(i));
% Compare stresses per layer

% Sigma 1:
if sigma_i(1,i) >= 0;
    if sigma_i(1,i) >= F1t;
        yield_max_stress(1,i) = 1;
    end
elseif sigma_i(1,i) < 0;
    if sigma_i(1,i) <= -F1c;
        yield_max_stress(1,i) = 1;
    end
end

% Sigma 2:
if sigma_i(2,i) >= 0;
    if sigma_i(2,i) >= F2t;
        yield_max_stress(2,i) = 1;
    end
elseif sigma_i(2,i) < 0;
    if sigma_i(2,i) <= -F2c;
        yield_max_stress(2,i) = 1;
    end
end

% Tau12:
if abs(sigma_i(3,i)) >= tau12;
    yield_max_stress(3,i) = 1;
else
    yield_max_stress(3,i) = 0;
end

end

end
```

MAXIMUM STRAIN YIELD CRITERIUM

```
function [yield_max_strain] = max_strain(prop,sigma_i,mat)
```

```
yield_max_strain = [];
```

```
for i = 1:length(mat);
```

```
    % Call material properties
```

```
    F1t = prop(9 ,mat(i));
```

```
    F1c = prop(10,mat(i));
```

```
    F2t = prop(11,mat(i));
```

```
    F2c = prop(12,mat(i));
```

```
    F6  = prop(13,mat(i));
```

```
    eps1t = prop(9,mat(i)) /prop(1,mat(i));
```

```
    eps1c = -prop(10,mat(i))/prop(1,mat(i));
```

```
    eps2t = prop(11,mat(i))/prop(2,mat(i));
```

```
    eps2c = -prop(12,mat(i))/prop(2,mat(i));
```

```
    gamma12u= prop(13,mat(i))/prop(3,mat(i));
```

```
    nu12 = prop(4,mat(i));
```

```
    nu21 = prop(5,mat(i));
```

```
    gamma12 = sigma_i(3,mat(i)) / prop(3,mat(i));
```

```
    % Compare stresses per layer
```

```
    % Epsilon 1 tension:
```

```
    if sigma_i(1,i) >= 0;
```

```
        if sigma_i(1,i) >= F1t+nu12*sigma_i(2,i);
```

```
            yield_max_strain(1,i) = 1;
```

```
        else
```

```
            yield_max_strain(1,i) = 0;
```

```
        end
```

```
    % Epsilon 1 compression:
```

```
elseif sigma_i(1,i) < 0;
    if sigma_i(1,i) <= -F1c+nu12*sigma_i(2,i);
        yield_max_strain(1,i) = 1;
    else
        yield_max_strain(1,i) = 0;
    end
end
end

% Epsilon 2 tension:
if sigma_i(2,mat(i)) >= 0;
    if sigma_i(2,i) >= F2t+nu21*sigma_i(1,i);
        yield_max_strain(2,i) = 1;
    else
        yield_max_strain(2,i) = 0;
    end
end
% Epsilon 1 compression:
elseif sigma_i(2,i) < 0;
    if sigma_i(2,i) <= -F2c+nu21*sigma_i(1,i);
        yield_max_strain(2,i) = 1;
    else
        yield_max_strain(2,i) = 0;
    end
end
end

% Tau12:
if gamma12 >= gamma12u;
    yield_max_strain(3,i) = 1;
else
    yield_max_strain(3,i) = 0;
end
end
end
end
```

TSAI-HILL

```
function [ yield_Tsai_hill ] = Tsai_hill(sigma_i,prop,mat)
```

```
for i = 1:length(mat)
```

```
    F1t = prop(9,mat(i));
```

```
    F1c = prop(10,mat(i));
```

```
    F2t = prop(11,mat(i));
```

```
    F2c = prop(12,mat(i));
```

```
    tau12 = prop(13,mat(i));
```

```
    if sigma_i(1,i) >= 0;
```

```
        if sigma_i(2,i) >=0;
```

```
            F1=F1t;
```

```
            F2=F2t;
```

```
        else
```

```
            F1=F1t;
```

```
            F2=-F2c;
```

```
        end
```

```
    else
```

```
        if sigma_i(2,i) >=0;
```

```
            F1=-F1c;
```

```
            F2=F2t;
```

```
        else
```

```
            F1=-F1c;
```

```
            F2=-F2c;
```

```
        end
```

```
    end
```

TSAI-WU

```
function [ yield_Tsai_wu ] = Tsai_wu(sigma_i,prop,mat)
```

```
%UNTITLED4 Summary of this function goes here
```

```
% Detailed explanation goes here
```

```
yield_Tsai_wu=[];
```

```
for i = 1:length(mat)
```

```
    F1t = prop(9,mat(i));
```

```
    F1c = prop(10,mat(i));
```

```
    F2t = prop(11,mat(i));
```

```
    F2c = prop(12,mat(i));
```

```
    tau12 = prop(13,mat(i));
```

```
    F12 = prop(14,mat(i));
```

```
    f1 = (1/F1t)-(1/F1c);
```

```
    f2 = (1/F2t)-(1/F2c);
```

```
    f11= 1/(F1t*F1c);
```

```
    f22= 1/(F2t*F2c);
```

```
    f66= 1/tau12^2;
```

```
    if F12 == 0
```

```
        f12= -0.5*sqrt(f11*f22);
```

```
    else
```

```
        f12 = (1/(2*(F12^2))*(1-((F12)*(1/F1t-1/F1c+1/F2t-1/F2c))-  
(F12^2)*((1/(F1t*F1c)+(1/(F2c*F2t))))));
```

```
    end
```

```
    a = f11 * sigma_i(1,i)^2 + f22 * sigma_i(2,i)^2 + f66 * sigma_i(3,i)^2 +  
2*f12*sigma_i(1,i)*sigma_i(2,i);
```

```
    b = f1*sigma_i(1,i) + f2 * sigma_i(2,i);
```

```

if a*1^2 + b*1 > 1
    yield_Tsai_wu(1,i) = 1;
    yield_Tsai_wu(2,i) = (-(b)-sqrt((b)^2-4*a*-1))/(2*a);
    yield_Tsai_wu(3,i) = (-(b)+sqrt((b)^2-4*a*-1))/(2*a);
else
    yield_Tsai_wu(1,i) = 0;
    yield_Tsai_wu(2,i) = (-(b)-sqrt((b)^2-4*a*-1))/(2*a);
    yield_Tsai_wu(3,i) = (-(b)+sqrt((b)^2-4*a*-1))/(2*a);
end

end

```

PLOT STATES

```

function [id] = stress_states(prop,sigma_i,mat,id)
%UNTITLED5 Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here

for i = 1:max(mat)

    F1t = prop(9 ,i);
    F1c = prop(10,i);
    F2t = prop(11,i);
    F2c = prop(12,i);
    F6 = prop(13,i);

    eps1t = prop(9,i) /prop(1,i);
    eps1c = -prop(10,i)/prop(1,i);
    eps2t = prop(11,i)/prop(2,i);
    eps2c = -prop(12,i)/prop(2,i);
    gamma12u= prop(13,i)/prop(3,i);
    nu12 = prop(4,i);

```

```
nu21 = prop(5,i);
```

```
eps1 = ( sigma_i(1,mat(i)) - (prop(4,mat(i)) * sigma_i(2,mat(i))) ) / prop(1,mat(i));
```

```
eps2 = ( sigma_i(2,mat(i)) - (prop(5,mat(i)) * sigma_i(1,mat(i))) ) / prop(2,mat(i));
```

```
gamma12 = sigma_i(3,mat(i)) / prop(3,mat(i));
```

```
AA_stress = [-F1c F1t F1t F1t -F1c -F1c];
```

```
BB_stress = [-F2c -F2c F2t F2t F2t -F2c];
```

```
% Calculate corner points maximum strain diagram
```

```
A = (F2c+(F1c/nu12))/(nu21 - 1/nu12);
```

```
B = (F2c-(F1t/nu12))/(nu21 - 1/nu12);
```

```
C = (F2t+(F1t/nu12))/(1/nu12 - nu21);
```

```
D = (F2t-(F1c/nu12))/(1/nu12 - nu21);
```

```
A2= -F2c+nu21*A;
```

```
B2= -F2c+nu21*B;
```

```
C2= F2t + nu21 * C;
```

```
D2= F2t + nu21 * D;
```

```
AA_strain= [A,B,C,D,A];
```

```
BB_strain= [A2,B2,C2,D2,A2];
```

```
% Calculate Tsai-Wu
```

```
F1t = prop(9,i);
```

```
F1c = prop(10,i);
```

```
F2t = prop(11,i);
```

```
F2c = prop(12,i);
```

```
F6 = prop(13,i);
```

```
F12 = prop(14,mat(i));
```

```
f1 = (1/F1t)-(1/F1c);
```

```

f2 = (1/F2t)-(1/F2c);
f11= 1/(F1t*F1c);
f22= 1/(F2t*F2c);
f66= 1/(F6^2);
    if F12 == 0
        f12= -0.5*sqrt(f11*f22);
    else
        f12 = (1/(2*(F12^2))*(1-((F12)*(1/F1t-1/F1c+1/F2t-1/F2c))-
(F12^2)*((1/(F1t*F1c)+(1/(F2c*F2t))))));
    end

[sig1,sig2] = meshgrid(-2.5*F1c:F1c/100:2.5*F1t,-2.5*F2c:F2c/100:2.5*F2t);
if norm(find(mat==i))>0
figure
    for ii = 1:length(mat)
        if mat(ii)==i
            k = sigma_i(3,ii)/F6;
            if k<1e-2
                k=0;
            end
            tau6 = sqrt(1 - f1*sig1 - f2*sig2 - f11*sig1.^2 - f22*sig2.^2 - 2*f12*sig1.*sig2);

            % Plot maximum stress criterium
            plot(AA_stress*1e-6,BB_stress*1e-6,'LineWidth',2)
            hold on
            % Plot maximum strain criterium
            plot(AA_strain*1e-6,BB_strain*1e-6,'r','LineWidth',2)
            hold on
            % Plot Tsai-Wu
            [C,h] = contour(sig1*1e-6,sig2*1e-6,tau6,[k,k], 'm','lineWidth',2);
            set(h,'ShowText','on'),'TextStep',get(h,'LevelStep'))
            %colormap cool
            % Plot calculations

```

```

    plot(sigma_i(1,ii)*1e-6,sigma_i(2,ii)*1e-6,'x','LineWidth',2)
    title(['Material ',num2str(i)])
    xlabel('\sigma_{11} [MPa]')
    ylabel('\sigma_{22} [MPa]')
    grid on
else
end
end
end
end
end
end

```

CHECK FOR BROKEN LAYERS

```

function [ mat,cycle_mat,matcounter ] = broken(yield_max_stress, yield_max_strain,
yield_Tsai_wu, mat, matcounter, matpair, cycle_mat )
%UNTITLED Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here

for i=1:length(mat)
    if (norm(yield_max_stress(:,i)) > 0 | norm(yield_max_strain(:,i)) > 0 |
yield_Tsai_wu(1,i) > 0) & matcounter(i) > 0;
        mat(i)=matpair(mat(i),2);
        matcounter(i)=0;

    end
end
ii = size(cycle_mat);
jj = ii(:,1);
cycle_mat(jj+1,:) = mat;
end

```

APÊNDICE F – MÉTODOS DE FABRICAÇÃO

Hoje em dia, existe uma gama de modos de fabricação de materiais compósitos, não apenas para fibras de carbono. Uma das razões para essa variedade são as excelentes características fornecidas por essas matérias primas, que permitem unir processos já existentes para conformação de outros, como polímeros e metais. O estudo a seguir irá tratar dos vários processos de manufatura para compósitos de fibra de carbono com foco naqueles que podem ser utilizados para construção do protótipo da suspensão.

1) Modelagem umedecida

Consiste em aplicar várias lâminas em um molde já preparado. A seguir, deve-se aplicar a resina manualmente ou com a ajuda de um pulverizador, com a ajuda de uma escova e um rolo, para que toda possível bolha seja removida. O processo garante uma superfície bem acabada apenas na face em contato com o molde.

2) Modelagem por transferência de resina (RTM)

RTM é a sigla em inglês para modelagem por transferência de resina (“*Resin Transfer Molding*”). Este processo consiste em injetar resina líquida em um molde contendo as fibras para posterior cura.

3) Modelagem por transferência de resina assistida por vácuo (VARTM)

Este processo é uma variação do RTM. A diferença fundamental entre os dois é que no VARTM (“*Vacuum Assisted Resin Transfer Molding*”), a resina é colocada em um molde de cavidade única, as fibras são inseridas e então, sela-se o conjunto para aplicação de vácuo. Sua principal vantagem é o baixo custo do ferramental e a pouca limitação dimensional.

4) *Prepreg*

São compósitos em que a fibra, unidirecional ou trançada, está imersa em uma matriz não curada e não líquida, o que leva à necessidade de refrigeração do produto quando estocado. Para conformação da peça, é necessário que se derreta a matriz (aquecimento a uma temperatura maior ou igual a 70°C), a qual depois deve ser curada para concepção do produto final. Os *prepreg* recebem esse nome por serem matrizes pré-impregnadas de reforços. Eles constituem uma etapa extra, feita pelo fornecedor, em um processo de produção. Após sua concepção, pode-se dar continuidade à fabricação através dos seguintes processos:

a) Modelagem por compressão

Utiliza-se de um molde metálico ao qual é aplicada uma força suficiente para gerar uma pressão de aproximadamente 7 MPa. Pode ser aquecido a até 175°C.

b) Modelagem pelo vácuo

A utilização de vácuo e molde de alumínio com a fibra pré-impregnada consiste em aplicar em um lado pegajoso o vácuo e, assim, retirar todo o ar sopra antes que a resina sature. É possível obter menos de 0,4% de vazios com esse método.

c) Modelagem “*press-clave*”

Um processo de *press-clave* é muito semelhante à autoclave, mas é direcionado a laboratórios. Ele utiliza placas para aquecer e prensar o compósito a ser conformado.

d) Modelagem por autoclave

e) Tubo de rolamento

f) Fita automática

Existem ainda outros processos que podem ser utilizados para produção a partir de compósitos, como pultrusão, injeção e outros. Porém, os mencionados acima são mais relevantes para o presente trabalho. Uma comparação entre eles será feita a seguir para decisão do mais adequado para fabricação do protótipo.

Tabela E.1 – Pesos das prioridades na escolha do processo de fabricação

Parâmetro	Peso
Custo	10
Facilidade	08
Tempo	08
Tolerâncias	05
Repetibilidade	03

Fonte: Autoria Própria.

Pela Tabela E.1, percebe-se que o fator mais importante para a fabricação do protótipo é o custo, já que além de interferir na pontuação do carro na competição, interfere no orçamento do projeto, de modo que se a produção for muito cara, a equipe não terá meios para realizá-la. O tempo é muito importante, pois os fabricantes são inexperientes, o que também exige que o processo não seja muito complexo. Além disso, há uma data limite em que o protótipo deve ser apresentado e testado, juntamente com um relatório de desempenho formulado. As tolerâncias são desejáveis, mas os componentes mais críticos em relação a esse fator serão

usinados, de modo que não é algo tão determinante para o compósito. Por fim, a repetibilidade é importante, uma vez que são necessários quatro conjuntos de suspensão, um pra cada roda, pois há um par de braços superior e outro inferior, totalizando 16 braços com placas flexíveis na ponta. Apesar de ser um número expressivo pra uma produção manufaturada, não é um volume grande de produção se comparado ao volume de uma fábrica, de modo que esse fator possui um peso baixo.

Determinados os parâmetros, eles foram multiplicados por seus respectivos pesos, de acordo com escalas de classificação atribuídas para cada processo. A tabela representa a comparação final entre os processos.

Tabela E.2 – Propriedades do material compósito

		Custo	Facilidade	Tempo	Tolerâncias	Repetibilidade	Total
Modelagem Umedecida		4	4	3	1	1	107
VARTM		4	3	4	3	3	123
Prepreg	Compressão	2	4	4	4	4	119
	Vácuo	4	4	4	3	3	131
	Press-clave	2	2	3	4	4	95
	Autoclave	2	4	4	4	4	119
	Tubo de Rolamento	4	4	2	2	2	104
	Fita Automática	1	2	4	5	5	98

Fonte: Autoria Própria.

Legenda: Na tabela acima, a classificação de cada processo se dá pela qualidade conforme segue:

Muito ruim: 1, Ruim: 2, Neutro: 3, Bom: 4, Muito bom: 5.

Uma análise da tabela mostra a seguinte ordem de processos mais indicados para a produção: modelagem a vácuo, VARMT, modelagem por compressão, autoclave, modelagem umedecida, tubo de rolamento, fita automática e, por último, *press-clave*. Dessa forma, foi definida a utilização do processo com *prepreg* modelado com vácuo para fabricação dos protótipos.

APÊNDICE G – PROPRIEDADE INTELECTUAL

Considerações a respeito de patentes e propriedade intelectual são de extrema importância para a concepção de um projeto como o presente estudo. Por isso, alguns comentários relevantes em relação ao que se sabe sobre o tema a partir da literatura e bancos de patente serão discutidos a seguir, juntamente com um breve estudo sobre estratégias de patentes e como proteger uma criação.

Em sua formulação mais clássica, patente é uma concessão pública que confere a seu titular o direito exclusivo de comercializar e explorar sua criação. Aos demais, é garantido o acesso a pontos chave e reivindicações que caracterizam a novidade da invenção. Os direitos exclusivos garantidos pela patente têm por objetivo prevenir que outros produzam, utilizem, vendam ou ofereçam a venda ou importação da invenção.

Embora se saiba que a suspensão em formato *wishbone* não é uma novidade, é necessário pesquisar sobre a mesma, para descobrir sua origem e o que pode ser feito na concepção de um novo modelo sem ferir os direitos de patente de outrem. Como os projetistas são brasileiros e a realização do projeto é na União Européia, a pesquisa é estendida aos bancos de patentes dessas duas regiões. Uma varredura nos bancos da EPO (do inglês “Escritório de Patentes da Europa”) e do INPI (Instituto Nacional de Propriedade Intelectual do Brasil) mostrou resultados pouco desejados. Isso porque existem muitas patentes registradas em ambos os órgãos que são referentes a amortecedores ou acessórios para suspensões, porém nada ou muito pouco falando sobre os braços em si. Creditou-se esse fato à data de depósito das criações, pois no Brasil, por exemplo, depois de 15 ou 20 anos, dependendo da classificação da patente, a criação torna-se de domínio público e é retirada do banco de dados. Além disso, as publicações via internet são relativamente recentes e os depósitos de 1990 ou período anterior não estão disponíveis, o que pode ser devido ao fato de estarem apenas no papel e não digitalizados. A pesquisa realizada no banco de dados europeu foi um pouco mais satisfatória. Foram encontradas duas patentes realmente similares ao presente modelo. A primeira [28] consiste em um modelo de duplo *wishbone*, que são ligados entre si por um suporte do cubo. A segunda [29] possui um atuador além dos braços em formato *wishbone*. Ambas são uma versão aprimorada de uma simples suspensão dupla em *wishbone* e a análise de seus documentos mostra que o objetivo dos projetos é aumentar o conforto dos passageiros dentro do carro. Outro arquivo semelhante ao presente estudo [30],

busca manter as rodas constantemente no solo e a adaptabilidade de seu sistema nos mais variados modelos de veículos.

Observando as diferenças entre os bancos de dados das duas regiões do globo, é possível confirmar que não existe uma patente internacional. O que de fato existe é um acordo, que inclui aproximadamente 130 países, que unifica o processo de depósito de patentes. De acordo com o Tratado de Cooperação de Patentes, a requisição de patente em qualquer dos países signatários dá ao aplicante o direito de realizar o mesmo depósito em qualquer um dos outros países signatários durante o período de um ano. O depósito só não ocorre se, durante esse período, novos fatos surtirem para tornar a concessão inviável. Depois de 12 meses, se o pedido não for estendido a outros países, o aplicante estará desprotegido, de modo que se ele tentar cadastrar a patente após esse período, será atestado um caso de não-novidade, pois ela já possui registro em outro país. A novidade deve ser absoluta, algo nunca visto antes, para que seja apropriadamente cadastrada, o que justifica a pesquisa feita pelos presentes autores.

Patentear uma criação é importante. É um dos processos responsáveis por encorajar o aprimoramento da tecnologia e da ciência. Uma patente dá a seu inventor a oportunidade de receber incentivos financeiros por sua criação, as quais geralmente são complexas e exigem muito tempo de desenvolvimento. Além disso, o processo de patentes ajuda a disseminar informação, porque depois de terminada a validade do sigilo, o processo fica disponível para todos com detalhes, levando à criação de processos ou produtos futuros ainda melhores baseados nessas inovações. As patentes podem ser consideradas, então, protetoras dos inventores, proporcionando-lhes créditos e direitos sobre suas criações. Por outro lado, é preciso muito cuidado no período imediatamente anterior à sua obtenção, para que não sejam violados os direitos de outros inventores. A fim de evitar problemas devido ao uso de ideias alheias, pode-se contratar especialistas no assunto.

Os advogados de patentes são profissionais que possuem, além de formação em direito, um bom conhecimento em ciências ou tecnologia. Eles são contratados para realizar uma pesquisa profunda em bancos de dados para avaliar se existe algo semelhante à criação de seu cliente, são responsáveis por disponibilizar ao contratante toda a documentação necessária para o depósito e promover os ajustes necessários caso a primeira tentativa de cadastro seja negada. Esse tipo de profissional deve ser aprovado por um escritório de patentes. Diferentemente dos advogados, os agentes de patentes não são reconhecidos como procuradores da justiça. Seus serviços são mais em conta, mas podem não ser tão eficientes

em casos de problemas com a justiça. Os mais interessados pela inovação, geralmente são as grandes companhias, especialmente nas áreas de química, tecnologia computacional e de farmácia. Nessas empresas, é comum a presença de setores especializados em desenvolvimento e pesquisa de novas tecnologias, e, ao final do projeto, os direitos de patente são da companhia, não do inventor. Algo similar pode ocorrer com um estudante, cuja criação é propriedade de sua universidade, por exemplo. Em ambos os casos, recomenda-se que o inventor proteja sua criação em um contrato com seus patrocinadores, para que ele tenha direito a, pelo menos, parte dos lucros produzidos. Um advogado em casos como esses pode evitar muitos problemas para as duas partes em relação a aspectos legais, e não só de patentes.

Depois de feito todo o procedimento padrão para obtenção de uma patente, é necessário que ela seja mantida. Possuir os direitos sobre um produto ou outra forma de tecnologia significa ter o poder de permitir ou não que alguma pessoa ou empresa possa se utilizar daquela ideia. Porém, a prática não é tão simples assim. Uma pequena firma, por exemplo, que descobre uma grande empresa utilizando indevidamente uma de suas invenções tem duas opções de conduta: ela pode processar a grande empresa ou tentar um acordo de licença livre. O problema do processo é que estar contra uma grande empresa nunca sai barato, o que pode até levar o inventor à falência caso a patente não seja tão valiosa, inviabilizando essa opção. Neste cenário, o acordo permanece como uma boa alternativa, porém é difícil garantir que a quantia paga pela patente será justa. Para os pequenos, as opções de manutenção de seus direitos não são simples ou fáceis.

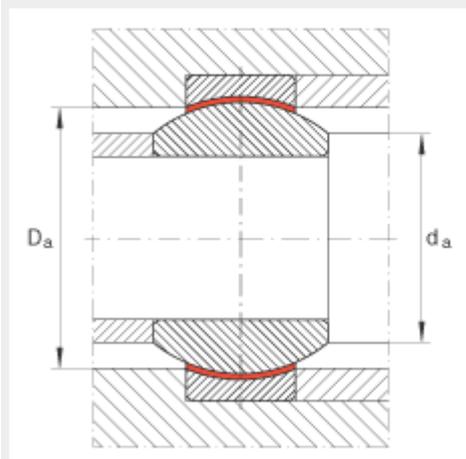
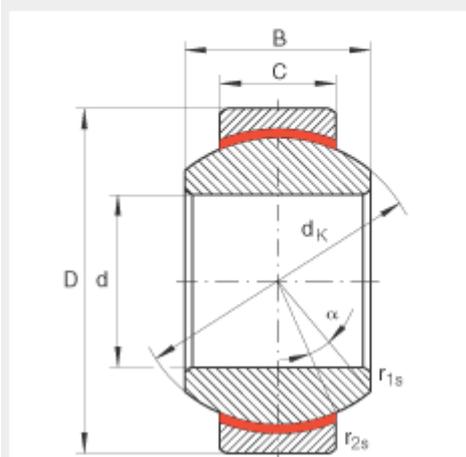
Além dos concorrentes, também se deve ter algum cuidado especial em relação aos credores. Aqueles que emprestam dinheiro ao inventor ou à empresa inventiva o fazem em troca de parte dos direitos de patente. Além disso, se a dona da invenção falir, sua propriedade, incluindo as patentes, pode ir para os credores e, caso as patentes sejam valiosas, isto certamente não é bom para o inventor, que mesmo com uma grande inovação acaba por sucumbir. Para evitar essa situação, o proprietário da patente tem uma opção muito lucrativa: criar duas empresas. Uma delas que realmente produz e recebe empréstimos e a outra que cria patentes e ganha dinheiro a partir delas. Dessa forma, se a empresa produtora falhar, o inventor ainda tem a de patentes.

O assunto é delicado e dá margens para inúmeras interpretações e visões, o importante é saber de sua complexidade e estar preparado para saber como proceder diante do surgimento de uma grande ideia.

ANEXO A – DETALHAMENTO DA JUNTA ESFÉRICA

Radial spherical plain bearings GE8-FW

maintenance-free, to DIN ISO 12 240-1



d	8 mm	Tolerance: 0 / -0,008
D	19 mm	Tolerance: 0 / -0,009
B	11 mm	Tolerance: 0 / -0,12
	0 - 0,032 mm	Radial internal clearance
C	6 mm	Tolerance: 0 / -0,24
D_{a min}	15,5 mm	
d_{a max}	11,6 mm	
d_K	16 mm	
r_{1s min}	0,3 mm	Chamfer dimension
r_{2s min}	0,3 mm	Chamfer dimension
α	21 °	
m	0,014 kg	Mass
C_r	8650 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	21600 N	Basic static load rating, radial