

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

ÍTALO REIS BARRILARI

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BARRA ESTABILIZADORA
PARA UM CARRO DE FSAE

Joinville
2024

ÍTALO REIS BARRILARI

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BARRA ESTABILIZADORA
PARA UM CARRO DE FSAE

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de bacharel em Engenharia
Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville
da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Andrea Piga Carboni

Joinville
2024

ÍTALO REIS BARRILARI

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BARRA ESTABILIZADORA
PARA UM CARRO DE FSAE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 28 de Junho de 2024.

Banca Examinadora:

Orientador: Dr. Andrea Piga Carboni
Orientador(a)
Presidente

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

RESUMO

O automobilismo é um esporte que está ficando cada vez mais popular no mundo, assim, o desenvolvimento de um projeto de automóvel em uma universidade é uma oportunidade de formar novos engenheiros preparados para atender o mercado, tanto no automobilismo, quanto na indústria automotiva. O projeto é de um carro de Fórmula SAE fabricado por alunos em universidades nacionais e internacionais, atendendo o regulamento da SAE Brasil, uma competição que tem como características pistas estreitas com curvas de baixa e média velocidade. Além disso, caso a equipe participe de todas as provas dinâmicas, o carro será pilotado por pelo menos quatro pilotos, ou seja, o veículo deverá, atender as característica/estilo de pilotagem de cada um dos pilotos permitindo dirigibilidade e níveis de ajustes do comportamento do carro. Nesse tipo de projeto, a suspensão é um dos principais sistemas veiculares, sendo capaz de controlar o comportamento dinâmico do carro, por meio da geometria, rigidez de molas, rigidez de barras estabilizadoras, amortecimento dos amortecedores. Considerando isso, apresenta-se neste trabalho um projeto de barra estabilizadora e suas contribuições para um carro de FSAE. O equipamento foi desenvolvido com o uso de planilhas para calcular a distribuição de rigidez do carro e suas características dinâmicas, a rigidez da barra estabilizadora em si e a fadiga do equipamento. Após isso, simulações estruturais foram realizadas para verificar as tensões de acordo com o carregamento. Com o equipamento fabricado, foram realizados testes dinâmicos no carro para verificar as mudanças no comportamento dinâmico.

Palavras-chave: dinâmica veicular; suspensão automotiva; Fórmula SAE.

ABSTRACT

Motorsport is becoming increasingly popular worldwide. Therefore, the development of an automobile project at a university presents an opportunity to train new engineers who are well-prepared to meet the demands of both motorsports and the automotive industry. This project involves the design and construction of an SAE Formula car by students at national and international universities, adhering to the regulations of SAE. The competition is characterized by narrow tracks with low and medium-speed curves. Additionally, if the team participates in all dynamic events, the car will be driven by at least four drivers, meaning the vehicle must accommodate the driving characteristics/styles of each driver, allowing for drivability and adjustable handling characteristics. In this type of project, the suspension is one of the main vehicle systems, capable of controlling the car's dynamic behavior through geometry, spring stiffness, anti-roll bar stiffness, and shock absorber damping. Considering this, this paper presents a project for an anti-roll bar and its contributions to an FSAE car. The equipment was developed using spreadsheets to calculate the car's stiffness distribution and dynamic characteristics, the stiffness of the anti-roll bar itself, and the fatigue of the equipment. Subsequently, structural simulations were conducted to verify the stresses according to the loading. With the equipment manufactured, dynamic tests were performed on the car to verify changes in its dynamic behavior.

Keywords: Vehicle Dynamics. Automotive suspension. Formula SAE.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Prova dinâmica FSAE	16
Figura 2 – Pista <i>Skid Pad</i>	17
Figura 3 – <i>Skid Pad</i> Fórmula CEM	18
Figura 4 – <i>AutoCross</i> Fórmula CEM	19
Figura 5 – Círculo de tração de um pneu	22
Figura 6 – Círculo de tração de um pneu durante uma curva	23
Figura 7 – Diagrama G-G real	24
Figura 8 – Sistema de coordenadas de um carro determinado pela SAE	25
Figura 9 – Suspensão traseira duplo A FCEM	27
Figura 10 – Suspensões duplo A. (a) Atuada diretamente e (b) atuada por <i>pushrod</i> (haste)	28
Figura 11 – Ângulo de cambagem	29
Figura 12 – Ângulo de cambagem x deslocamento da roda	30
Figura 13 – Suspensões duplo A com braços de mesmo comprimento paralelos	31
Figura 14 – Suspensões duplo A com braços de mesmo comprimento convergentes	32
Figura 15 – Suspensões duplo A com braços de comprimentos diferentes	33
Figura 16 – Posicionamento de um centro instantâneo de rotação	34
Figura 17 – Posicionamento do centro de rolagem	34
Figura 18 – Posição do centro de rolagem suspensão dianteira Fórmula CEM	35
Figura 19 – Formação do eixo de rolagem	36
Figura 20 – Força do pneu x Carregamento vertical	37
Figura 21 – Sub-esterçamento [$^{\circ}$] x tempo de volta [s]	38
Figura 22 – Momento de guinada	39
Figura 23 – Etapas da metodologia PRODIP	41
Figura 24 – Cronograma TCC	42
Figura 25 – Barra estabilizadora do tipo <i>U</i>	43
Figura 26 – Barra estabilizadora do tipo <i>T</i> traseira da Red Bull	43
Figura 27 – Barra estabilizadora do tipo <i>Z</i> FCEM2018	44
Figura 28 – Esquema para medição do CG no plano XY	47
Figura 29 – Medição do CG no plano XY	48
Figura 30 – Esquema para o cálculo do CG no eixo XZ	49
Figura 31 – Esquema de carro com diâmetros de rodas diferentes	51
Figura 32 – Medição altura do CG	52
Figura 33 – Medição altura do CG - vista traseira	52
Figura 34 – Medição altura do CG - vista frontal	53

Figura 35 – <i>Dummy Dumper</i>	54
Figura 36 – ARB conectada na manga de eixo - Lotus 49	60
Figura 37 – ARB conectada no braço de suspensão	60
Figura 38 – ARB conectada no balancim	61
Figura 39 – ARB posicionada no CAD no carro	62
Figura 40 – ARB posicionada no CAD no carro - vista isométrica traseira	62
Figura 41 – <i>Motion ratio</i> balancim	63
Figura 42 – Geometria da chapa de regulagem da lâmina	67
Figura 43 – Geometria do pino de fixação da chapa de regulagem	67
Figura 44 – Geometria do suporte da lâmina	68
Figura 45 – Geometria do suporte da lâmina - isométrica traseira	68
Figura 46 – Geometria do inserto da barra de torção	69
Figura 47 – Geometria do conjunto da lâmina	70
Figura 48 – Malha da barra estabilizadora para simulação	72
Figura 49 – Deslocamento da barra estabilizadora na simulação - vista isométrica	73
Figura 50 – Deslocamento da barra estabilizadora na simulação - vista lateral	73
Figura 51 – Gráfico de rigidez da barra estabilizadora - simulação	74
Figura 52 – Simulação de tensão gerada - vista isométrica	75
Figura 53 – Simulação de tensão gerada - pico de tensão	75
Figura 54 – Simulação de tensão gerada nos componentes	75
Figura 55 – Montagem da chapa de regulagem	77
Figura 56 – Montagem das lâminas	77
Figura 57 – Montagem das lâminas - vista invertida	78
Figura 58 – Montagem da barra estabilizadora	79
Figura 59 – Barra estabilizadora montada no carro	80
Figura 60 – Barra estabilizadora montada no balancim	80
Figura 61 – Geometria conceitual da bancada de teste - vista frontal	82
Figura 62 – Geometria conceitual da bancada de teste - vista traseira	83
Figura 63 – Preparação para o corte dos tubos da bancada de teste	84
Figura 64 – Tubos cortados para manufatura da bancada de teste	84
Figura 65 – Tubos posicionados na morsa	85
Figura 66 – Soldagem da bancada de teste	85
Figura 67 – Quadro traseiro da bancada de teste	86
Figura 68 – Adição de tubos no quadro traseiro da bancada de teste	86
Figura 69 – Estrutura base bancada de teste	87
Figura 70 – Estrutura base bancada de teste - vista traseira	87
Figura 71 – Parafusos para fixação dos mancais na bancada	88
Figura 72 – Bancada de testes montada com barra estabilizadora	88
Figura 73 – Preparação da chapa do suporte	89

Figura 74 – Itens do suporte	89
Figura 75 – Suporte finalizado	90
Figura 76 – Bancada de teste finalizada	90
Figura 77 – Bancada de teste montada com carregamento das anilhas	91
Figura 78 – Posicionamento do relógio comparador	92
Figura 79 – Flexão da lâmina fixa	92
Figura 80 – Barra estabilizadora com flexão	93
Figura 81 – Gráfico de rigidez real da barra estabilizadora	94
Figura 82 – Gráfico de rigidez real da barra estabilizadora - simétrica	95
Figura 83 – Gráfico de rigidez da barra estabilizadora - real e simulada	95
Figura 84 – Gráfico de rigidez da barra estabilizadora em configurações simétricas- real e simulada	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de calibração das balanças	46
Tabela 2 – Dados de massa do veículo	55
Tabela 3 – Dados gerais do veículo	56
Tabela 4 – Posição do CG	56
Tabela 5 – Propriedades mecânicas dos materiais para simulação	72
Tabela 6 – Resultado do teste dinâmico	81

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Distância do ponto de fixação do <i>pushrod</i> no balancim ao centro de rotação [mm]
A_{lam}	Comprimento da lâmina [mm]
A_y	Aceleração lateral [G]
a	Distância do CG ao eixo dianteiro [m]
B	Distância do ponto de fixação da barra estabilizadora no balancim ao centro de rotação [mm]
b	Distância do CG ao eixo traseiro [m]
b_1	Distância do CG à projeção do eixo traseiro, quando o carro está levantado [m]
c	Componente horizontal do carregamento W , quando o carro está inclinado [m]
D	Diâmetro externo da barra de torção [mm]
D_{roll}	Distribuição da rigidez anti-rolagem [%]
d	Diferença de bitola [m]
d_i	Diâmetro interno da barra de torção [mm]
E	Percentual de erro [%]
F_x	Força longitudinal [N]
F_y	Força lateral [N]
F_z	Força normal [N]
G	Módulo de cisalhamento do material [MPa]
$G_{combinado}$	Aceleração combinada [G]
$G_{lateral}$	Aceleração lateral [G]
$G_{longitudinal}$	Aceleração longitudinal [G]
H_a	Distância do CG ao eixo de rolagem do carro [mm]

H_F	Distância do centro de rolagem dianteiro ao solo [mm]
H_R	Distância do centro de rolagem traseiro ao solo [mm]
h	Altura do CG em relação à pista [m]
h_{arb}	Deslocamento da barra estabilizadora [mm]
h_b	Altura da base do pneu até o piso usado de referência para medir a altura da roda traseira erguida [m]
h_{rh}	Altura final da roda traseira, em relação ao chão [m]
h_s	Distância centro de gravidade até o eixo de rolagem [m]
h_1	Distância do CG em relação ao eixo de raio de conjunto pneu/roda [m]
K_ϕ	Rigidez ao rolamento do carro [$\frac{Nm}{deg}$]
$K_{\phi a}$	Rigidez à rolagem do eixo analisado [$\frac{Nm}{rad}$]
$K_{\phi f}$	Rigidez à rolagem do eixo dianteiro [$\frac{Nm}{rad}$]
$K_{\phi r}$	Rigidez à rolagem do eixo traseiro [$\frac{Nm}{rad}$]
$K_{\phi F}$	Rigidez ao rolamento no eixo dianteiro [$\frac{Nm}{deg}$]
$K_{\phi R}$	Rigidez ao rolamento no eixo traseiro [$\frac{Nm}{deg}$]
$K_{\phi_{ARB_F}}$	Rigidez anti rolagem da barra estabilizadora dianteira [$\frac{Nm}{deg}$]
$K_{\phi_{ARB_R}}$	Rigidez anti rolagem da barra estabilizadora traseira [$\frac{Nm}{deg}$]
$K_{\phi_{S_F}}$	Rigidez anti rolagem das molas dianteiras [$\frac{Nm}{deg}$]
$K_{\phi_{S_R}}$	Rigidez anti rolagem das molas traseiras [$\frac{Nm}{deg}$]
K_{ARB_F}	Rigidez anti rolagem da barra estabilizadora dianteira [$\frac{N}{mm}$]
K_{ARB_R}	Rigidez anti rolagem da barra estabilizadora traseira [$\frac{N}{mm}$]
K_{bar}	Rigidez da barra de torção [$\frac{N}{mm}$]
K_{lam_E}	Rigidez da lamina esquerda [$\frac{N}{mm}$]
K_{lam_D}	Rigidez da lamina direita [$\frac{N}{mm}$]
K_{S_F}	Rigidez das molas dianteiras [$\frac{N}{mm}$]

K_{SR}	Rigidez das molas traseiras [$\frac{N}{mm}$]
K_{sim}	a rigidez simulada da barra estabilizadora [$\frac{N}{mm}$]
K_{teste}	Rigidez da barra estabilizadora [$\frac{N}{mm}$]
L	Distância entre eixos [m]
L_{bar}	Metade do comprimento da barra de torção [mm]
L_1	Distância entre eixos, em relação ao eixo X, quando o carro está levantado [m]
M_ϕ	Momento de rolagem do carro [Nm]
M_F	Distribuição da massa total do carro em relação em relação ao eixo dianteiro [%]
M_x	Momento de rolagem [Nm]
M_y	Momento de arfagem [Nm]
M_z	Momento de guinada [Nm]
MR	<i>Motion Ratio</i> da barra estabilizadora [-]
MR_F	<i>Motion Ratio</i> da barra estabilizadora dianteira [-]
MR_R	<i>Motion Ratio</i> da barra estabilizadora traseira [-]
m	Massa total do carro com o piloto [kg]
O	Ponto de projeção do eixo traseiro levantado, em relação ao eixo X [m]
P_{anilha}	Peso total das anilhas [N]
P_{sup}	Peso do suporte [N]
	P_{sim} o carregamento usado na simulação [N]
R	Raio do conjunto roda pneu [m]
R_{cg}	Distância do eixo do conjunto pneu/roda até a pista, no ponto de projeção do CG no eixo X [m]
R_f	Raio do pneu dianteiro [m]
R_r	Raio do pneu traseiro [m]

RG	Gradiente de rolagem do carro [$\frac{deg}{G}$]
T	Momento de torção máximo [Nmm]
T_f	Bitola dianteira [m]
T_r	Bitola traseira [m]
t	Largura da bitola do eixo analisado [m]
V_m	Valor de massa medido na balança [kg]
V_r	Valor da massa padrão [kg]
W	Carregamento total [N]
W_b	Distância entre eixos do carro [mm]
W_f	Carregamento no eixo dianteiro [N]
W_s	Massa suspensa do veículo [N]
W_{ua}	Massa não suspensa do eixo analisado [N]
W_1	Carregamento na roda dianteira esquerda [N]
W_2	Carregamento na roda dianteira direita [N]
W_3	Carregamento na roda traseira esquerda [N]
W_4	Carregamento na roda traseira direita [N]
ΔW_a	Transferência de carga do eixo analisado [N]
WR_F	<i>Wheel rate</i> dianteiro, rigidez equivalente do conjunto mola e pneu dianteiro [N/mm]
WR_R	<i>Wheel rate</i> traseiro, rigidez equivalente do conjunto mola e pneu traseiro [N/mm]
x	Distância longitudinal do centro de massa do carro até o eixo analisado [m]
y'	Distância do CG até a roda traseira esquerda, no eixo Y [m]
y''	Distância do CG até o centro do carro, no eixo Y [m]
	Z_{rc} Altura do centro de rolagem no eixo analisado [m]

Z_{ua}	é a altura do centro de massa da massa não suspensa do eixo analisado [m]
	z_{sim} a deformação simulada [mm]
z_1	Posição inicial medida pelo relógio comparador [mm]
z_2	Posição final medida pelo relógio comparador [mm]
α	Ângulo de inclinação do eixo do conjunto pneu/roda [$^\circ$]
θ	Ângulo de inclinação do carro [$^\circ$]
τ	Módulo de cisalhamento máximo da barra de torção [MPa]

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
ARB	<i>Barra estabilizadora, do inglês Anti-Roll Bar</i>
CAD	<i>Projeto Auxiliado por Computador, do inglês Computer-Aided Design</i>
CEM	<i>Centro de Engenharias da Mobilidade</i>
CG	<i>Centro de massa</i>
CNC	<i>Controle Numérico Computadorizado</i>
CTJ	<i>Centro Tecnológico de Joinville</i>
FCEM	<i>Fórmula CEM</i>
FSAE	<i>Fórmula SAE</i>
SAE	<i>Sociedade de Engenheiros Automotivos, do inglês Society of Automotive Engineers</i>
TIG	<i>Tungsten Inert Gas</i>
UFSC	<i>Universidade Federal de Santa Catarina</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivos	19
1.1.1	Objetivo geral	20
1.1.2	Objetivos Específicos	20
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
2.1	Estado da Arte	21
2.2	Análise para adição de barra estabilizadora no carro da Equipe Fórmula CEM	21
2.3	Graus de liberdade de um veículo	25
2.4	Componentes da suspensão de um FSAE	26
2.5	Transferência de carga lateral	29
2.5.1	Ângulo de cambagem	29
2.5.2	Duplo A com braços paralelos	30
2.5.3	Duplo A com braços convergentes	31
2.5.4	Comprimento dos braços de duplo A	32
2.6	Controle do comportamento dinâmico do carro	37
2.6.1	Sobre-esterçamento	40
2.6.2	Sub-esterçamento	40
3	METODOLOGIA	41
3.1	Definição do projeto conceitual da barra a ser usada	42
3.1.1	Barra estabilizadora do tipo U	44
3.1.2	Barra estabilizadora do tipo T	45
3.1.3	Barra estabilizadora do tipo Z	45
3.2	Medições do carro de 2022	45
3.2.1	Medição do CG no plano XY	46
3.2.2	Medição do CG no plano XZ	49
3.2.2.1	Carro rodas dianteiras e traseiras de mesmo diâmetro	50
3.2.2.2	Carro rodas dianteiras e traseiras de diferentes diâmetros	50
3.2.2.3	Medição do CG no plano XZ do carro de 2022	51
3.3	Cálculos das características dinâmicas do carro	55
3.4	Projeto conceitual da barra estabilizadora no carro	60
3.4.0.1	Cálculo de Motion Ratio da ARB	63
3.5	Projeto preliminar da barra estabilizadora	63
3.5.1	Medição da rigidez das lâminas	64

3.5.1.1	Medição experimental	64
3.5.1.2	Simulação em programa de elementos finitos	64
3.5.2	Dimensionamento da barra de torção	65
3.5.2.1	Dimensionamento da geometria da barra de torção	66
3.5.3	Dimensionamento do suporte da lâmina	66
3.5.4	Dimensionamento do inserto da barra de torção	69
4	RESULTADOS	71
4.1	Simulação Estrutural	71
4.1.1	Definição das condições	71
4.1.2	Seleção dos materiais	71
4.1.3	Resultados das simulações	72
4.2	Fabricação e montagem do equipamento no carro	76
4.2.1	Inserto	76
4.2.2	Barra de torção	76
4.2.3	Suporte da lâmina	76
4.2.4	Montagem geral	76
4.3	Validação	81
4.3.1	Testes dinâmicos	81
4.3.2	Testes estáticos	82
4.3.2.1	Projeto conceitual bancada de teste	82
4.3.2.2	Manufatura da bancada de teste	83
4.3.2.3	Manufatura do suporte da bancada de teste	88
4.3.2.4	Realização dos testes estáticos	91
4.3.2.5	Resultados dos testes estáticos	94
4.3.3	Resultados do <i>skidpad</i> na competição	96
5	CONCLUSÕES	97
	REFERÊNCIAS	99

1 INTRODUÇÃO

A Fórmula SAE, também chamada de FSAE, é uma categoria de competição de protótipos de veículos automotivos no padrão de um carro fórmula. Essa categoria é dividida em competições nacionais anuais, onde apenas equipes universitárias podem participar, ou seja, é uma categoria onde os estudantes de engenharia podem aplicar na prática seus conhecimentos para a construção de um carro (SAE BRASIL, 2023a).

Durante a competição, as equipes participam de provas estáticas, inspeções técnicas e provas dinâmicas, que avaliam o escopo do projeto da equipe, as soluções desenvolvidas, a conformidade com o regulamento e o real desempenho do carro. Na Figura 1 pode ser observado a Equipe Fórmula Centro de Engenharias da Mobilidade (CEM) terminando o AutoCross, umas das provas dinâmicas. Ao final da competição nacional, as equipes vencedoras das competições recebem vagas para participarem de uma competição internacional de FSAE nos Estados Unidos, para definir a equipe campeã mundial de FSAE daquele ano.

Figura 1 – Prova dinâmica FSAE



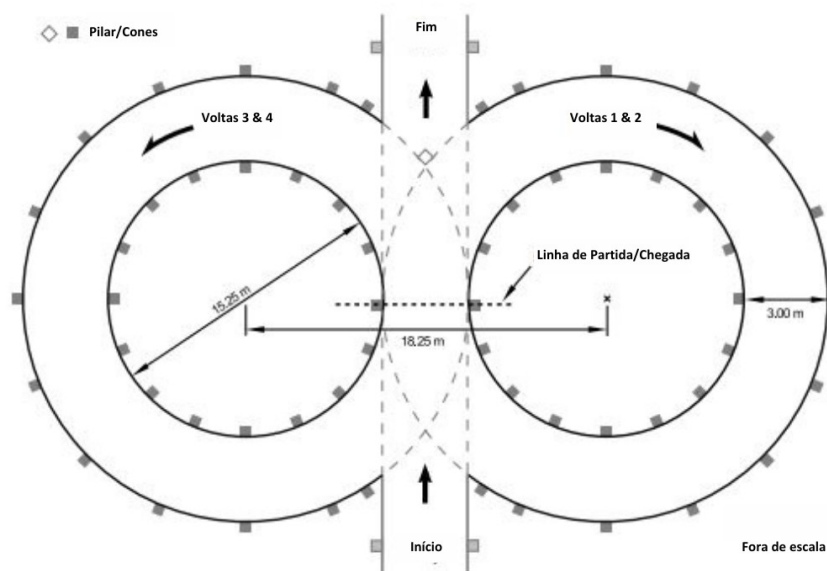
Fonte: Autor (2024).

A Equipe Fórmula CEM, participante do Fórmula SAE Brasil e representante do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), tem a necessidade de otimizar a dinâmica veicular para aumentar o desempenho do veículo e, por se tratar de um veículo que participará de provas dinâmicas com curvas de baixas e médias velocidades, o desempenho está diretamente

relacionado à agilidade ao contornar essas curvas e à quantidade de força trativa na saída delas.

As provas dinâmicas da competição de FSAE são: Aceleração, *Autocross*, *Skid Pad* e Enduro. Na prova de aceleração, o carro percorre uma reta de 75 m de comprimento, partindo da velocidade de 0 km/h, em sua aceleração máxima. Já no *Skid Pad*, o trajeto é uma pista com duas circunferências com 18,25 m de distância entre centros, 15,25 m de diâmetro interno e 21,25 m de diâmetro externo. Nessa prova, o carro parte do centro (onde as duas circunferências se encontram), faz duas voltas em uma das circunferências e em seguida duas voltas na outra circunferência, mas apenas a segunda volta de cada circunferência é cronometrada (SAE BRASIL, 2023b). É possível observar na Figura 2 a pista do *Skid Pad*.

Figura 2 – Pista *Skid Pad*



Fonte: Adaptado de SAE Brasil (2023b).

Nessa prova, quem define o lado que irá começar é o piloto, ou seja, ele pode escolher começar fazendo o trajeto com duas voltas para a direita e posteriormente terá que fazer duas voltas para a esquerda.

O *Autocross* é uma prova que avalia a manobrabilidade e dirigibilidade do veículo. Nela o traçado é montado de acordo com o espaço disponível no evento, mas a pista é projetada para ter velocidade média entre 40 e 48 km/h. Assim, o trajeto deve ter curvas com raio constante entre 23 m e 45 m de diâmetro, retas de no máximo 60 m de comprimento (caso tenha uma curva de baixíssima velocidade em seguida), retas de no máximo 45 m de comprimento (caso tenha curvas de média velocidade em seguida), comprimento total de 0,8 km e largura máxima de 3,5 m. Nessa prova, cada piloto tem duas tentativas de fazer uma volta rápida, partindo da velocidade inicial igual a 0 km/h (SAE BRASIL, 2023b).

A última prova dinâmica é o Enduro, que avalia o desempenho geral do veículo, testando durabilidade e também a eficiência do carro. Nela o carro deve percorrer uma distância total de 22 km, que geralmente equivalem à 22 voltas, sendo que na metade da prova deve haver uma troca de pilotos. No Enduro, o circuito é projetado para ter velocidade média entre 48 e 57 km/h, com velocidade máxima de aproximadamente 105 km/h, portanto, a pista deve ter curvas com raio contante entre 30 m e 54 m de diâmetro, retas de no máximo 77 m de comprimento (caso tenha uma curva de baixíssima velocidade em seguida), retas de no máximo 61 m de comprimento (caso tenha curvas de média velocidade em seguida) e largura máxima de 4,5 m. Antes da prova iniciar, o tanque de combustível do carro é enchido e ao final da prova é medido a quantidade combustível restante (apenas nos carros que completaram a prova), para que possa calcular o consumo do veículo e definir a pontuação da equipe na prova de eficiência (SAE BRASIL, 2023b).

Nas Figuras 3 e 4 é possível observar o carro da equipe realizando algumas das provas dinâmicas.

Figura 3 – *Skid Pad* Fórmula CEM



Fonte: Autor (2024).

Figura 4 – *AutoCross* Fórmula CEM

Fonte: Autor (2024).

Foi realizada uma avaliação da pontuação da equipe na competição de 2022, e foi constatado que há uma grande perda de pontuação nas provas dinâmicas, já que foram conquistados 85,8 dos 675 pontos possíveis (SAE BRASIL, 2022). Assim, foi constatado a necessidade de melhoria da dinâmica veicular do carro, já que ele possuía baixa responsividade, pois estava com excesso de sub-esterçamento, ou seja, o piloto esterçava o volante, porém o carro rotacionava menos do que o desejado. Desta forma, o movimento de guinada (rotação no eixo Y, também chamada de *Yaw*) estava insuficiente, tornando o carro pouco ágil para contornar as curvas.

Como para o ano seguinte a equipe iria usar o mesmo chassi, o componente capaz de solucionar o problema seria a adição da barra estabilizadora traseira no carro. Este equipamento possui ajustes, sendo capaz de mudar o comportamento do carro tanto para pilotos diferentes, com diferentes estilos de pilotagem, quanto para provas diferentes, que exigem comportamentos dinâmicos diferentes do veículo.

As provas de FSAE ocorrem tanto no autódromo, quanto no kartódromo de Piracicaba. Assim, com a barra estabilizadora, é possível otimizar o desempenho do carro para as diferentes condições de asfalto onde ocorrerão as provas, com o ajuste que é feito rapidamente no box da equipe na competição.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral e específicos são apresentados na sequência.

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral é projetar e fabricar uma barra estabilizadora para o carro de FSAE.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Pesquisa bibliográfica e levantamento de estado da arte;
- Discutir a importância da aplicação da barra estabilizadora no carro da Equipe Fórmula CEM;
- Definir projeto conceitual da barra estabilizadora a ser usada;
- Definir projeto preliminar da barra de acordo com os cálculos realizados e com os materiais disponíveis;
- Calcular dimensões geométricas do equipamento a partir das características desejáveis do veículo;
- Realizar projeto final e detalhado dos componentes da barra estabilizadora;
- Fabricar e montar equipamento no carro;
- Validar projeto com testes dinâmicos e estáticos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será abordado o motivo do uso de uma barra estabilizadora em um carro de FSAE, começando pela definição estado da arte desse equipamento e em seguida apresentando as funções do sistema de suspensão, permitindo a definição de qual dos sistemas veiculares irá melhorar o comportamento dinâmico do carro da Equipe Fórmula CEM.

2.1 ESTADO DA ARTE

O objetivo de um carro de corrida é ser uma máquina, controlada por um piloto, aceita pelo regulamento, capaz de percorrer um dado percurso no menor tempo possível, ou na maior velocidade média possível. Assim, ele deve sempre estar operando nas máximas acelerações possíveis, para atingir o quão antes a sua velocidade máxima, obtendo desta forma, menores tempos de volta (MILLIKEN, 1995).

Com o objetivo de realizar tempos de voltas mais rápidos, os carros de modelos fórmula foram desenvolvidos e, comumente, são projetados com motor na parte traseira, rodas expostas e com piloto na posição central, para que a dinâmica veicular do carro seja ótima. Para Cabral N. E. S.; Sá (2019), o projeto de suspensão de um carro de FSAE é imprescindível para o bom funcionamento do veículo, afetando diretamente na dirigibilidade e segurança do piloto.

2.2 ANÁLISE PARA ADIÇÃO DE BARRA ESTABILIZADORA NO CARRO DA EQUIPE FÓRMULA CEM

Para um carro ter o menor tempo de volta, a sua velocidade nunca deve ser constante. Assim, ele deve ter a maior aceleração possível na saída de curvas até desacelerar o mais rapidamente no ponto de frenagem, até atingir a velocidade máxima de contorno da curva (MILLIKEN, 1995).

Os pneus são grandes responsáveis pela capacidade de aceleração que o veículo pode ter, já que é o único meio de contato entre o carro e a pista. De acordo com Smith (1978), eles geram forças laterais e longitudinais até um limite específico de cada pneu. Essas forças podem ser consideradas como vetores, que podem ter valores máximos longitudinais próximos à magnitude dos valores laterais. Ou seja, com o vetor força com magnitude fixa, quando as forças são combinadas, há um limite da máxima força lateral e longitudinal que o pneu é capaz de gerar, conforme a Equação 1 (SEGERS, 2014).

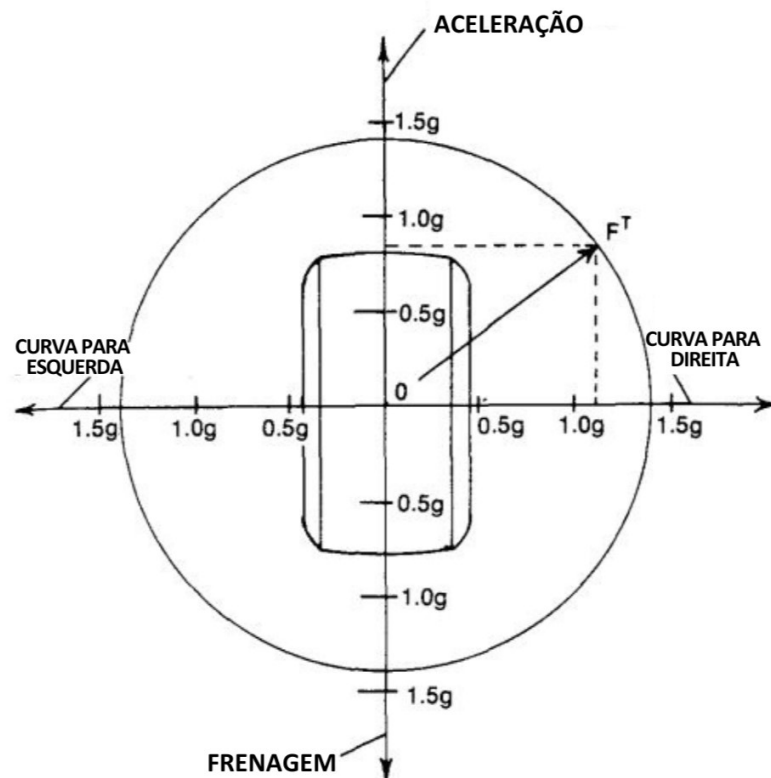
$$G_{\text{combinado}} = \sqrt{G_{\text{lateral}}^2 + G_{\text{longitudinal}}^2} \quad (1)$$

Sendo:

- $G_{\text{combinado}}$ é a aceleração combinada, [G];
- G_{lateral} é a aceleração lateral, [G];
- $G_{\text{longitudinal}}$ é a aceleração longitudinal, [G].

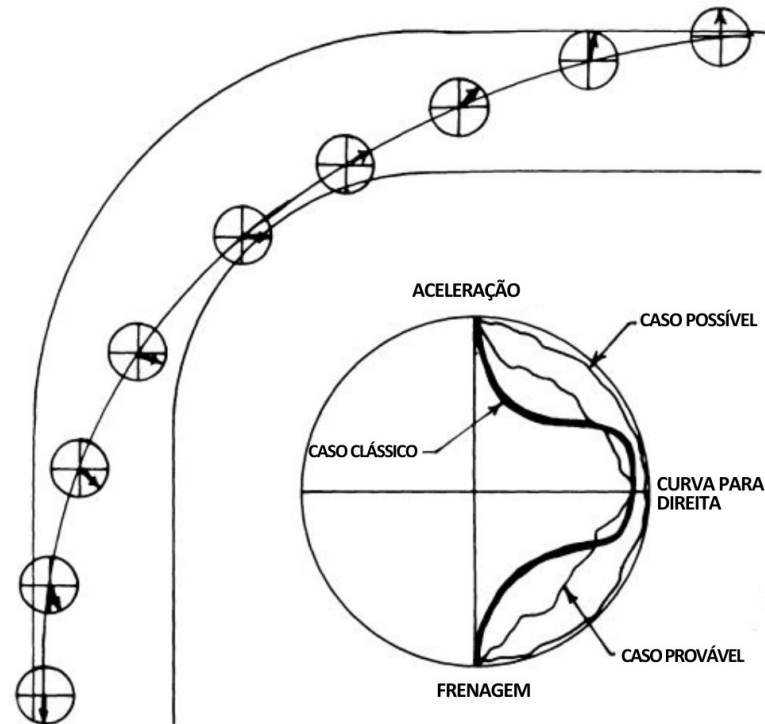
É possível observar na Figura 5 o círculo de tração máxima de um pneu. Ou seja, é sempre desejado que as forças do pneu estejam exatamente nesse círculo, pois assim o pneu estará gerando o maior desempenho possível. Assim, é ilustrado na Figura 6 um círculo de tração de um pneu em uma curva.

Figura 5 – Círculo de tração de um pneu



Fonte: Adaptado de Smith (1978)

Figura 6 – Círculo de tração de um pneu durante uma curva

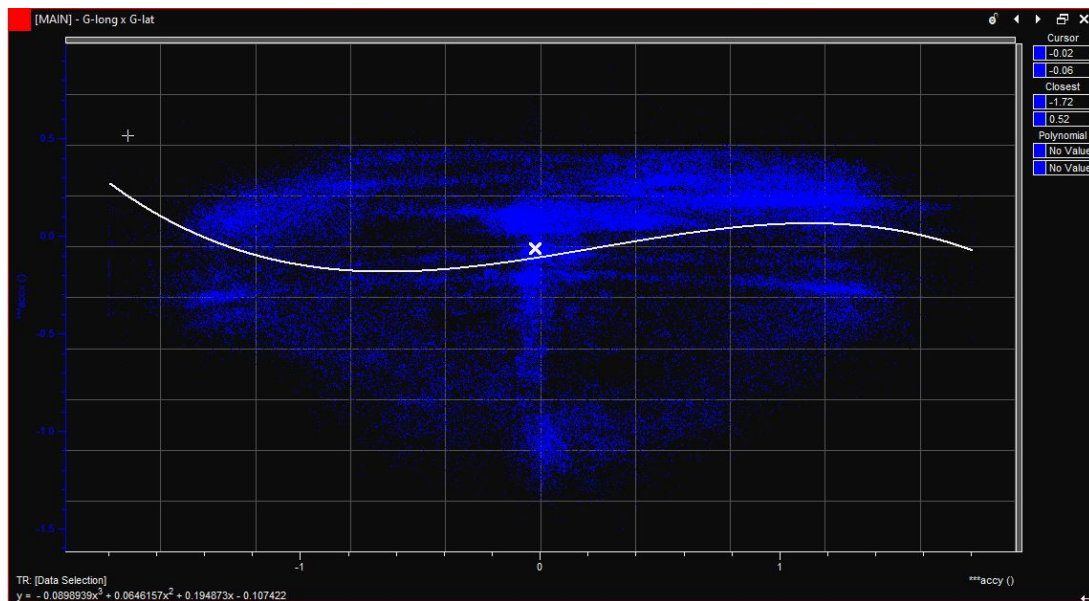


Fonte: Adaptado de Smith (1978)

De acordo com a Figura 6, as forças geradas por um pneu podem gerar um gráfico de acelerações longitudinais e laterais, permitindo a análise de otimização do desempenho dos pneus. No caso, foram gerados três gráficos por diferentes pilotos, onde o caso denominado de clássico é o piloto inexperiente gerando bons valores de forças laterais e longitudinais, mas não consegue otimizar a transição entre essas forças. Já um piloto com mais experiência consegue gerar o maiores valores de força na transição entre a força longitudinal e lateral, e o caso ótimo seria o último gráfico que contorna a circunferência (SMITH, 1978).

Como as forças dos pneus são de difíceis medição, os testes capazes de gerar os gráficos de forças são geralmente realizados fora do carro, em máquinas específicas. Então, como os pneus são os responsáveis em gerar as acelerações longitudinais e laterais do carro, é possível realizar a análise do desempenho por um gráfico de aceleração lateral e longitudinal do carro em si, também conhecido como diagrama G-G. Na Figura 7 há um diagrama G-G de um carro em uma corrida em Interlagos.

Figura 7 – Diagrama G-G real



Fonte: Autor (2024).

Com os acelerômetros do carro, é possível adquirir os dados de aceleração durante toda a corrida e assim gerar o gráfico da figura acima. De acordo com a Figura 7, na realidade o gráfico não é em formato de um círculo pois as acelerações dependem da potência disponível do motor e da pressão aerodinâmica, por exemplo.

De acordo com Smith (1978), os fatores que influenciam a responsividade do veículo e a capacidade de realizar curvas mais rapidamente são:

- Geometria de suspensão;
- Características de transferência de carga do veículo;
- Sustentação aerodinâmica negativa do veículo;
- Tamanho e características dos pneus;
- Distribuição de massa do veículo;
- Altura do centro de gravidade;
- Rigidez dos links de suspensão;
- Rigidez do chassi;
- Momento polar de inércia do veículo;
- Distribuição da carga aerodinâmica.

Para o carro de 2023 da Equipe Fórmula CEM, não foi alterado o projeto de chassi, o jogo de pneus da equipe não mudou e o projeto de geometria de suspensão era o mesmo. Desta forma, como não havia previsão de implementação de apêndices aerodinâmicos no carro, o único fator que poderia ser alterado seria a característica de transferência de carga do veículo, com a adição de uma barra estabilizadora.

A transferência de carga está relacionada com a força de inércia atuante no centro de massa do carro, gerando um momento que tende a rotacionar a carroceria,

portanto, os eixos dianteiro e traseiro do carro absorvem esse momento. Deste modo, a distribuição da carga depende da rigidez do conjunto de molas e de barras estabilizadoras de cada eixo, ou seja, da rigidez dos componentes elásticos presentes na suspensão de cada eixo (NICOLAZZI L. C.; ROSA E.; LEAL, 2012).

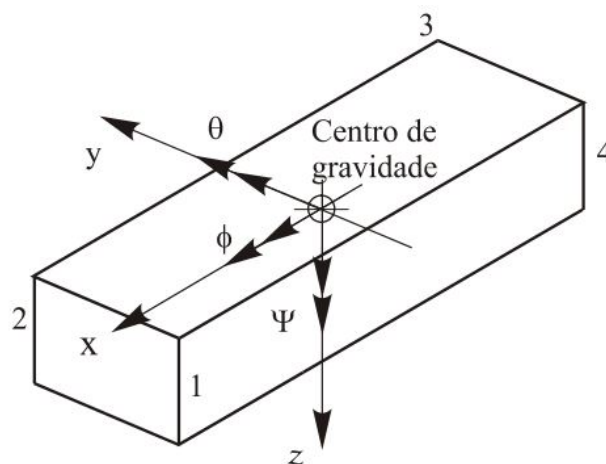
Alterar a rigidez de uma barra estabilizadora altera a proporção de transferência de carga do carro. Assim, ela é capaz de mudar a quantidade de aderência que um eixo terá, alterando o comportamento do carro de sub-esterçante para sobre-esterçante, por exemplo.

Esse controle de comportamento do carro é necessário pois a competição de Fórmula SAE exige no mínimo 4 pilotos por carro. Desta forma, são quatro pilotos com estilos de pilotagem diferentes que irão ter de extrair o máximo possível do veículo, e para isso o carro deve atender o estilo de pilotagem de cada um deles. Um piloto pode preferir um carro com mais sobre-esterçamento, por exemplo, mas na troca de pilotos um rápido ajuste na barra estabilizadora é capaz de reduzir o sobre-esterçamento para o piloto seguinte, tornando o carro adaptável para ambos.

2.3 GRAUS DE LIBERDADE DE UM VEÍCULO

Os veículos são referenciados em três graus de liberdade de rotação e três graus de liberdade de translação. Sendo assim, a SAE criou uma convenção para a padronização do sistema de coordenadas de um carro, apresentados pela Figura 8 (MILLIKEN, 1995).

Figura 8 – Sistema de coordenadas de um carro determinado pela SAE



Fonte: Nicolazzi L. C.; Rosa E.; Leal (2012)

De acordo com a Figura 8, os veículos são definidos em 3 eixos de coordenadas, que possuem origem no centro de massa (CG) do carro. O eixo X define os movimentos longitudinais do veículo (sentido positivo para frente do carro) e a rotação do carro nesse eixo é chamada de rolagem, também conhecida como *Roll*. Já o eixo Y define os movimentos laterais do carro e a rotação nesse eixo é chamada de arfagem, também conhecida como *Pitch*. Finalmente o eixo Z define os movimentos verticais do carro (sentido positivo para baixo do carro) e a rotação do veículo nele é chamada de guinada, também conhecida como *Yaw* (MILLIKEN, 1995).

Seguindo o sistema de coordenadas determinado pela SAE, as forças e os momentos externos atuantes no carro são assumidos e decompostos como vetores (MILLIKEN, 1995). Desta forma, temos:

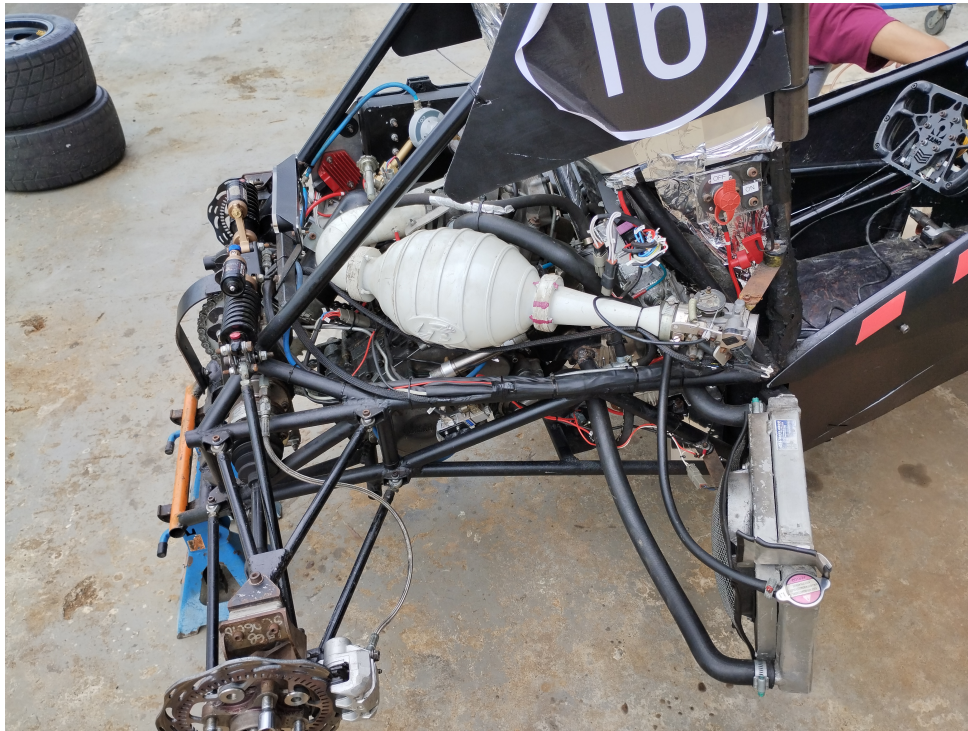
- **Força longitudinal (F_x)** = componente do vetor de força orientado na direção do eixo X;
- **Força lateral (F_y)** = componente do vetor de força orientado na direção do eixo Y;
- **Força normal (F_z)** = componente do vetor de força orientado na direção do eixo Z;
- **Momento de rolagem (M_x)** = também conhecido como *Rolling Moment*, é a componente do vetor de momento que tende rotacionar o carro em relação ao eixo X (é positivo no sentido horário, quando visto no sentido positivo do eixo X);
- **Momento de arfagem (M_y)** = também conhecido como *Pitching Moment*, é a componente do vetor de momento que tende rotacionar o carro em relação ao eixo Y (é positivo no sentido horário, quando visto no sentido positivo do eixo Y);
- **Momento de guinada (M_z)** = também conhecido como *Yawing Moment*, é a componente do vetor de momento que tende rotacionar o carro em relação ao eixo Z (é positivo no sentido horário, quando visto no sentido positivo do eixo Z).

2.4 COMPONENTES DA SUSPENSÃO DE UM FSAE

A Equipe Fórmula CEM utiliza um sistema de suspensão independente do tipo duplo *A pushrod*, conforme Figura 9. Esse modelo de suspensão é composto por uma mola, um amortecedor, dois links chamados de *A*, já que se assemelham a letra A, um balancim e um *pushrod*.

Cada um dos componentes mencionados anteriormente tem uma função. Os links de suspensão, também conhecidos como braços, têm a função de controlar os movimentos verticais do conjunto roda pneu. Os braços são links que estão conectados entre o chassi e a manga de eixo, pivotando em relação ao chassi e assim controlando o deslocamento das rodas de forma independente, para manter os pneus em contato com a pista pelo maior tempo possível (SEWARD, 2014).

Figura 9 – Suspensão traseira duplo A FCEM



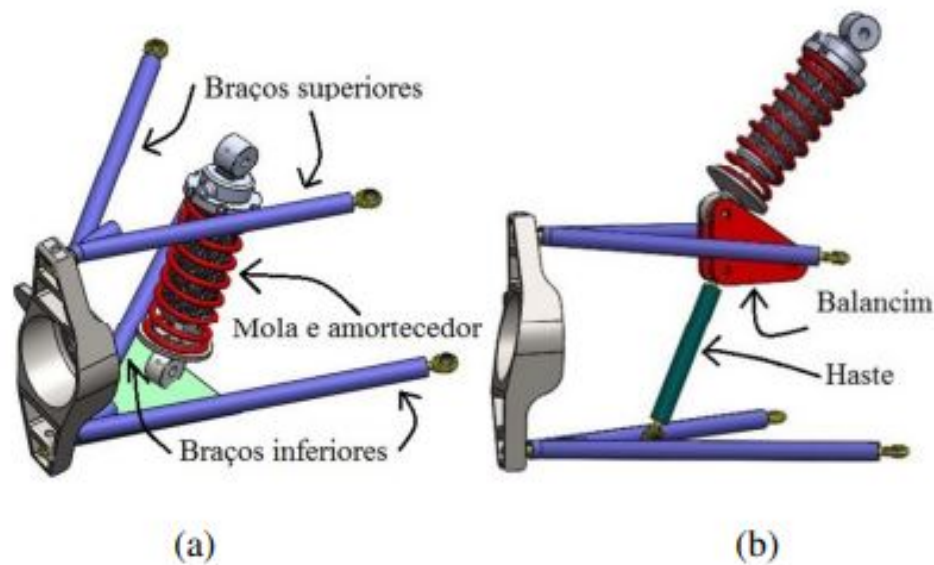
Fonte: Autor (2024).

Esses movimentos são transmitidos pelo *pushrod*, link entre o braço inferior e o balancim. O balancim é um mecanismo com a função de transmitir força entre dois equipamentos que não estão colineares, ou seja, ele pivota em relação ao chassi e seu movimento de rotação redireciona a força entre os equipamentos que nele estão conectados.

Desta forma, o *pushrod* aciona o balancim, que ao rotacionar, atua no conjunto mola/amortecedor, ou seja, a suspensão desse carro tem um sistema de atuação indireta, por conta do uso do *pushrod* e balancim (MENEZES, 2016). Na Figura 10 é ilustrada a diferença entre o sistema de atuação direta e indireta.

Sobre as molas, de acordo com Course (2011, apud (CARPINTEIRO, 2019)) "As molas suportam o peso do veículo, massa suspensa. São utilizadas molas do tipo helicoidal, mola de lamina, mola de torção e, mola pneumática". Já sobre os amortecedores, segundo Dixon (2011, apud (CARPINTEIRO, 2019)) "O propósito dos amortecedores é dissipar a energia criada pelo movimento relativo entre as rodas e o chassis causada pelo perfil da superfície assim como pelos inputs do condutor". Desta forma, conforme as rodas deslocam, as molas armazenam energia a serem dissipadas pelos amortecedores.

Figura 10 – Suspensões duplo A. (a) Atuada diretamente e (b) atuada por *pushrod* (haste)



Fonte: Menezes (2016), p.3.

Nos sistemas de suspensão também é comum o uso da barra estabilizadora, também conhecida como ARB (*Anti-Roll Bar*). Segundo Mastura M. T.; Sapuan (2017), a barra estabilizadora serve para neutralizar o movimento de rolagem do veículo, ou seja, este equipamento gera uma força reativa de compressão da suspensão que estaria em movimento de extensão, por conta da compressão da outra suspensão do mesmo eixo Doody (2013, apud (MASTURA M. T.; SAPUAN, 2017)).

Para Bharane P.; Tanpure (2014), redução do movimento de rolagem do carro melhora a responsividade do mesmo, assim como aumenta a confiança que o piloto tem sobre o veículo ao realizar curvas. Além disso, como é possível ajustar o comportamento sobre-esterçante ou sub-esterçante do carro, a barra estabilizadora melhora o controle direcional e estabilidade do carro. Ela também melhora a aderência entre os pneus e o asfalto, pois ela limita a variação de ângulo de cambagem da roda gerado pelo ângulo de rolagem do carro.

O movimento de rolagem do carro está relacionado à rigidez dos componentes elásticos da suspensão. Assim, as molas e barras estabilizadoras influenciam nessa rigidez. Porém a rigidez da barra estabilizadora é quem deve ser ajustada para a redução do movimento de rolagem do carro, visto que ela só atua nesse movimento do carro, ou seja quando as rodas estão deslocando movimentos verticais de sentidos contrários. As molas além de atuarem no movimento de rolamento do carro, atuam no movimento de arfagem. Desta forma, a mudança da rigidez das molas para controlar o comportamento sub-esterçante do carro irá alterar as características do movimento de arfagem do veículo, o que pode ser prejudicial ao desempenho do carro.

2.5 TRANSFERÊNCIA DE CARGA LATERAL

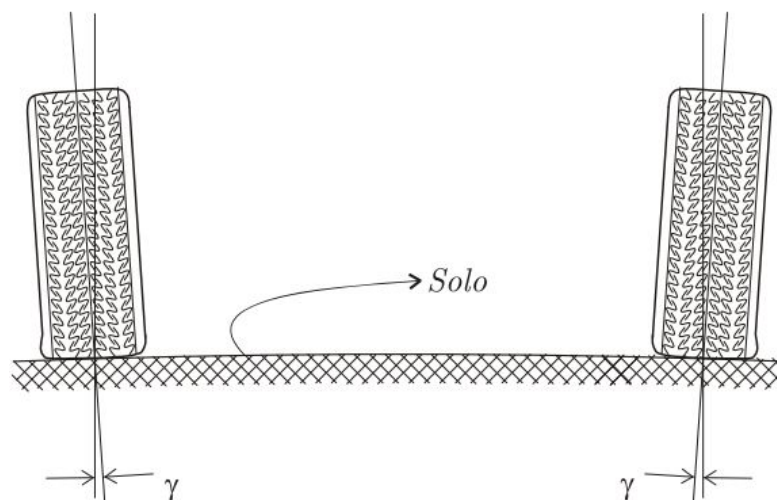
O chassi de um carro pode se movimentar basicamente de duas formas em relação às rodas, verticalmente e em rolagem, também denominados do inglês como *bump/rebound* e *roll*. Em *bump* e *rebound* as rodas do mesmo eixo se movem juntas na mesma direção, sendo em *bump* para cima e em *rebound* para baixo, ou seja, na compressão e na extensão da suspensão respectivamente. Já em *roll*, as rodas de mesmo eixo se movem em sentido contrário, ou seja, uma comprimindo e outra estendendo a suspensão (SEWARD, 2014).

Ambos movimentos podem realizar mudança no ângulo de cambagem do carro. Variações nesse ângulo influenciam diretamente na aderência do pneu com a pista.

2.5.1 Ângulo de cambagem

O ângulo de cambagem, do inglês *camber angle*, é o ângulo que o plano da roda faz em relação à vertical, na vista frontal (NICOLAZZI L. C.; ROSA E.; LEAL, 2012). Na Figura 11 é possível observar o ângulo de cambagem de uma suspensão na vista frontal.

Figura 11 – Ângulo de cambagem

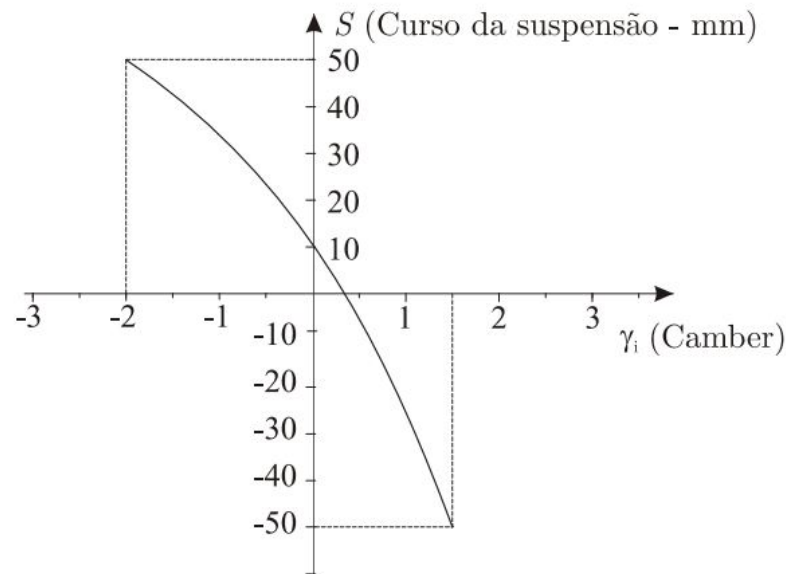


Fonte: Nicolazzi L. C.; Rosa E.; Leal (2012)

Para Nicolazzi L. C.; Rosa E.; Leal (2012), quando a parte superior da roda está deslocada para fora, conforme a figura acima, a cambagem é positiva. Porém, se a parte superior da roda estive deslocada para dentro, a cambagem é negativa.

O valor de cambagem varia de acordo com o deslocamento das rodas, tanto no movimento de rolagem quanto em *bump* e *rebound* do carro. Na Figura 12 há a variação do camber de uma roda, de acordo com a compressão da suspensão do carro.

Figura 12 – Ângulo de cambagem x deslocamento da roda



Fonte: Nicolazzi L. C.; Rosa E.; Leal (2012)

A variação desse ângulo não é desejada, pois altera a área de contato da banda de rodagem do pneu em relação a pista. Quanto maior for a área de contato do pneu com o chão, maior será a aderência.

Diversas configurações de braços duplo *A* podem ser feitas, com braços paralelos, com braços convergentes, com braços de mesmo ou diferentes comprimentos (SEWARD, 2014).

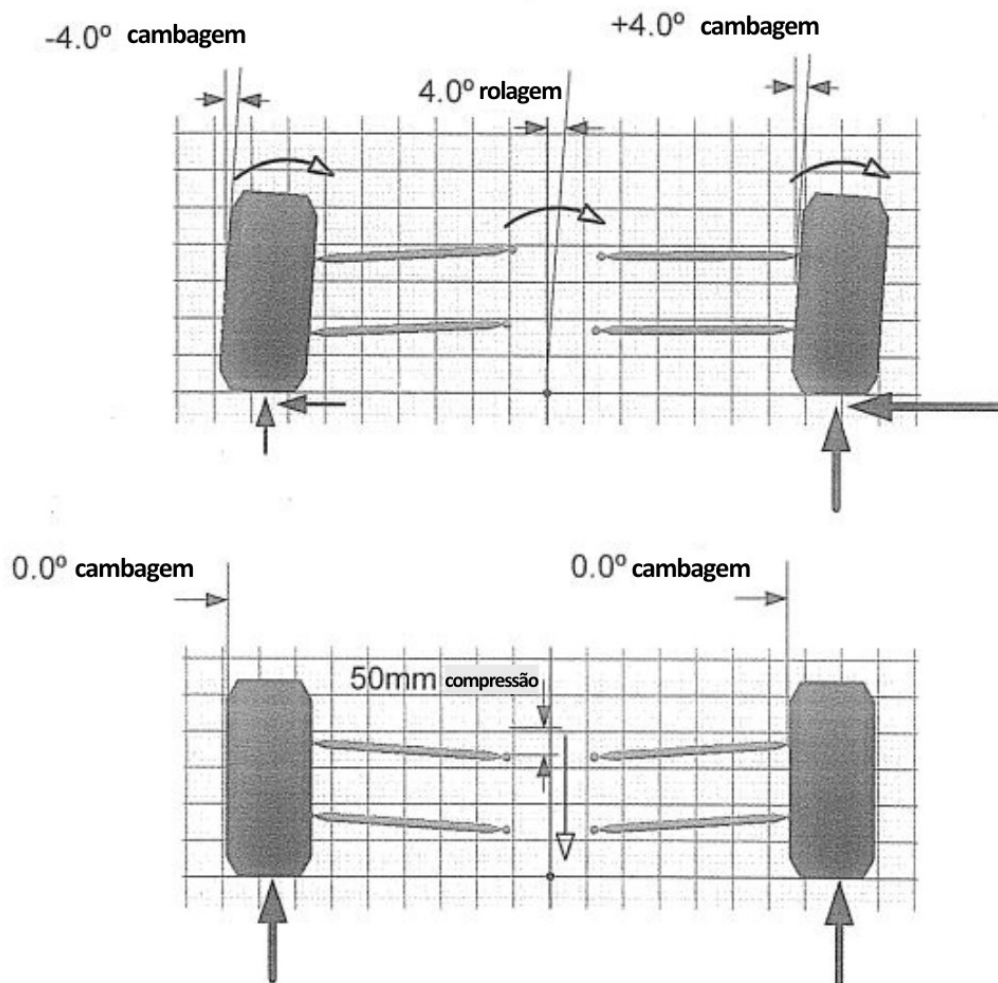
2.5.2 Duplo *A* com braços paralelos

Nesse modelo de suspensão duplo *A*, os braços superiores são paralelos aos inferiores, na vista frontal. Na Figura 13 é possível observar o modelo de suspensão com braços paralelos.

Esta configuração tem como característica os valores de variação de cambagem zerados em *bump* e *rebound*, porém para movimentos de rolagem, a variação de cambagem é exatamente o ângulo de rolagem do carro (SEWARD, 2014).

Segundo Smith (1978), esse modelo de suspensão tem grandes variações na distância entre as rodas de mesmo eixo, também chamada de bitola.

Figura 13 – Suspensões duplo A com braços de mesmo comprimento paralelos



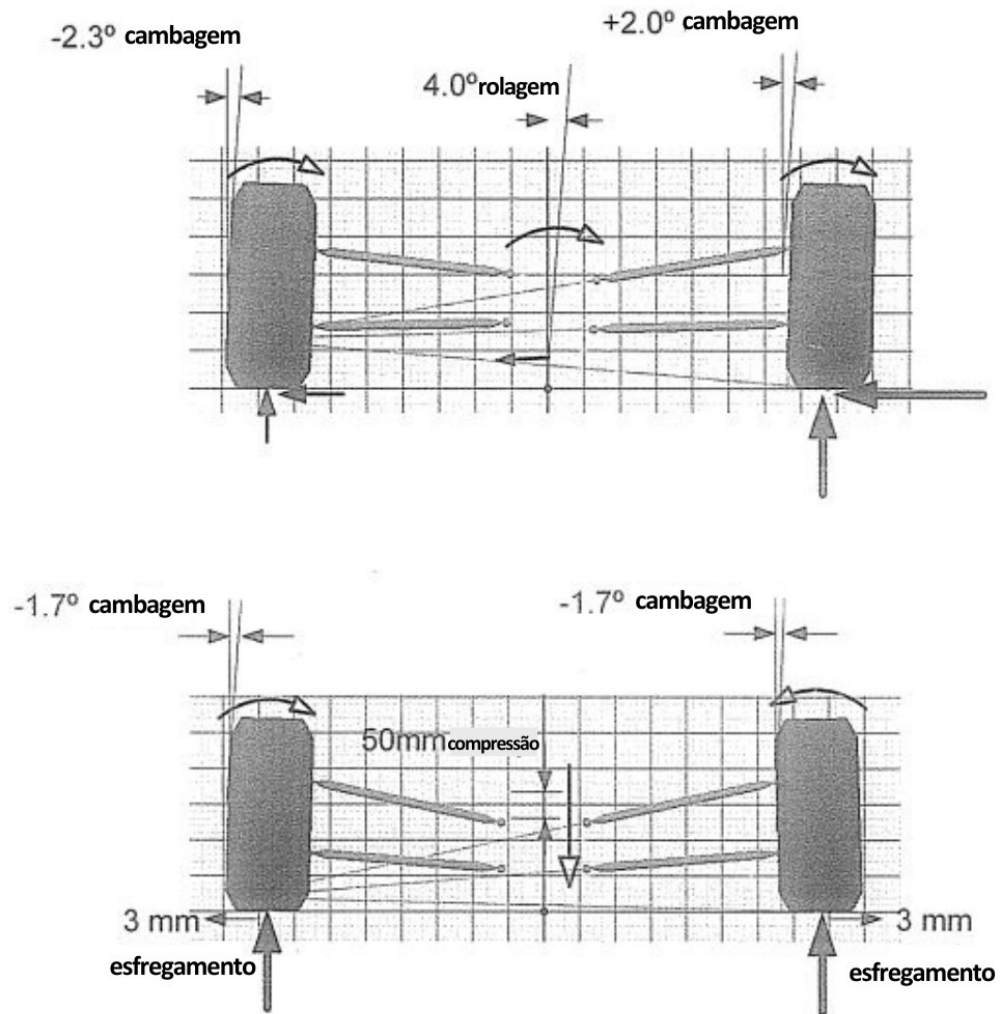
Fonte: Adaptado de Seward (2014)

2.5.3 Duplo A com braços convergentes

Nesse modelo de suspensão duplo A, os braços superiores são convergentes aos inferiores, na vista frontal. Na Figura 14 há o modelo de suspensão com braços convergentes.

Conforme a Figura 14, aumentar a convergência entre os braços reduz a variação da cambagem das rodas com o movimento de rolagem do carro. Porém, diferentemente da suspensão duplo A de braços paralelos, o ângulo de cambagem varia de acordo com os movimentos verticais da carroceria (SEWARD, 2014).

Figura 14 – Suspensões duplo A com braços de mesmo comprimento convergentes

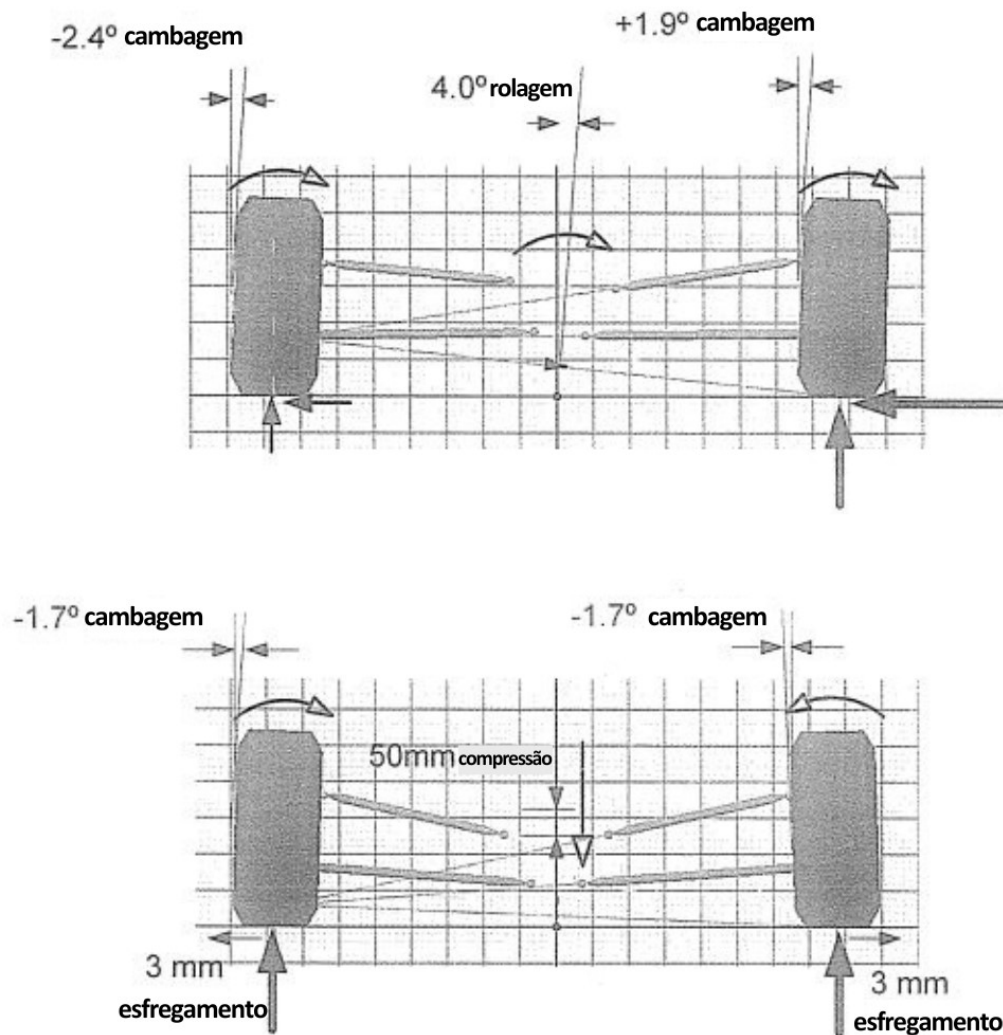


Fonte: Adaptado de Seward (2014)

2.5.4 Comprimento dos braços de duplo A

Nesse modelo de suspensão duplo A, os braços superiores são comprimentos diferentes aos braços inferiores, na vista frontal. Ou seja, o ponto de pivô dos braços no chassi são em posições diferentes em relação ao eixo Y do carro. Na Figura 15 há o modelo de suspensão com braços convergentes, sendo os braços superiores mais curtos que os inferiores.

Figura 15 – Suspensões duplo A com braços de comprimentos diferentes



Fonte: Adaptado de Seward (2014)

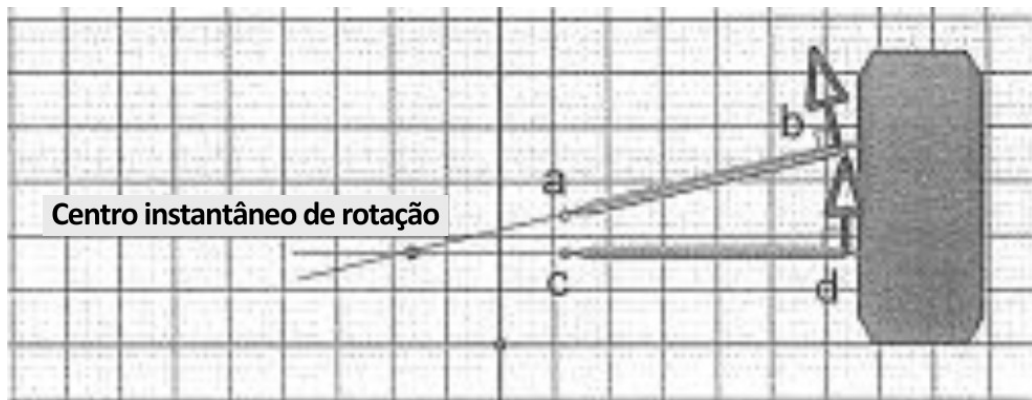
Conforme a Figura 15, a variação do ângulo de cambagem em *bump* e *rebound* é próxima dos valores obtidos na suspensão duplo A de braços convergentes de braços de comprimentos iguais no eixo Y. Porém, com os braços com comprimentos diferentes, há a redução da variação do ângulo de cambagem na roda de apoio, roda mais carregada quando ocorre a transferência de carga, e um incremento dessa variação na roda menos carregada, no movimento de rolagem da carroceria.

Todos esses modelos de duplo A tem o objetivo de controlar o posicionamento do centro de rolagem, também conhecido como *Roll Centre*. O centro de rolagem é o ponto de intersecção das linhas entre os *Instant Centres* e o respectivo centro da área de contato do pneu. O centro instantâneo de rotação, também conhecido como *instant centres*, é o centro de rotação que a roda está percorrendo com os movimentos da suspensão, ou seja, é formado pela projeção dos braços de suspensão até o ponto de intersecção das mesmas, em suspensão de braços convergentes (SEWARD, 2014).

Em uma suspensão duplo A paralela, o centro instantâneo de rotação é considerado estar posicionado ao infinito em relação ao plano central do carro. Assim, o centro de rolagem é considerado na altura do chão (SMITH, 1978).

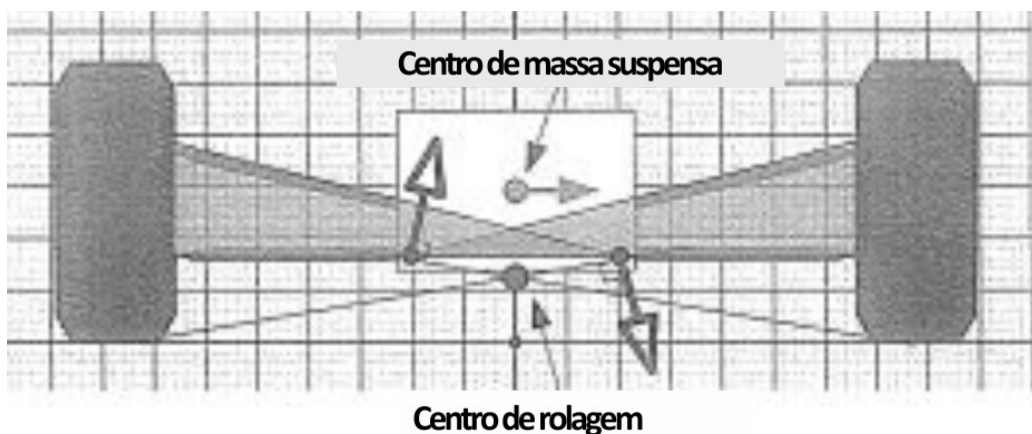
Os braços de suspensão podem ter ângulos diferentes e comprimentos diferente. Assim a posição do centro instantâneo de rotação mudará e por isso é chamada de instantâneo (SEWARD, 2014). É possível observar nas Figuras 16 e 17 o posicionamento de um centro instantâneo de rotação e o posicionamento do centro de rolagem, respectivamente.

Figura 16 – Posicionamento de um centro instantâneo de rotação



Fonte: Adaptado de Seward (2014), p.66

Figura 17 – Posicionamento do centro de rolagem

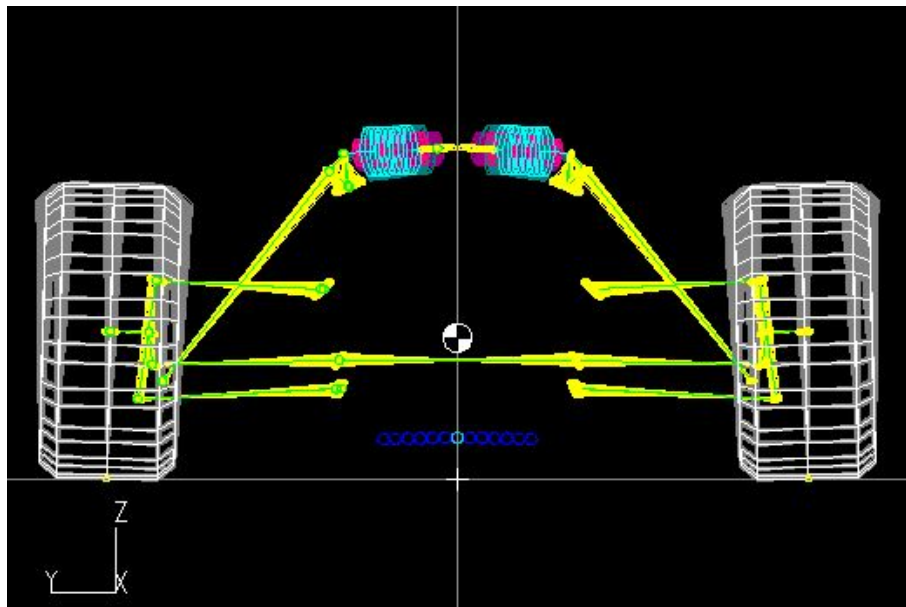


Fonte: Adaptado de Seward (2014), p.66

A mudança do posicionamento do centro instantâneo de rotação altera, também, a posição do centro de rolagem. Ou seja, o centro de rolagem não é fixo no carro, ele

varia a posição de acordo com o deslocamento da suspensão. De acordo com Seward (2014), as suspensões duplo A com braços convergentes de diferentes comprimentos têm menores variações no posicionamento do centro de rolagem, sendo considerada a maior vantagem desse modelo de suspensão. Na Figura 18 há a variação do centro de rolagem da suspensão dianteira do carro de 2023 da equipe Fórmula CEM.

Figura 18 – Posição do centro de rolagem suspensão dianteira Fórmula CEM



Fonte: Autor (2024).

Conforme a Figura 18, a posição do centro de rolagem está ilustrada pelos diversos pontos na área central inferior, de acordo com o movimento de rolagem da carroceria. Nesse caso, a variação é de aproximadamente 2 mm no eixo Z e 130 mm no eixo Y (para cada lado).

Ao conectar o centro de rolagem do eixo dianteiro com o centro de rolagem do eixo traseiro por uma linha, é obtido o eixo de rolagem, também conhecido como *Roll Axis* (SEWARD, 2014). Ou seja, a carroceria do carro rotaciona em relação ao eixo de rolagem, de acordo com os momentos gerados pelas acelerações laterais no centro de gravidade do carro. Na Figura 19 é possível identificar o eixo de rolagem pela vista lateral.

Figura 19 – Formação do eixo de rolagem



Fonte: Adaptado de Seward (2014), p.67

O posicionamento do eixo de rolagem, em relação ao centro de gravidade, influencia diretamente na transferência lateral de carga. Segundo Milliken (1995, apud (RACECARDYNAMICS.COM, 2015)), a transferência lateral de carga é dada pela Equação 2:

$$\Delta W_a = \frac{W_s A_y}{t} \times \left[h_s \left(\frac{K_{\phi a} + W_s h_s (L - x)/L}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W_s h_s} \right) + \frac{(L - x) Z_{rc}}{L} \right] + \frac{W_{ua} A_y Z_{ua}}{t} \quad (2)$$

Em que:

- ΔW_a é a transferência de carga do eixo analisado, [N];
- W_s é a massa suspensa do veículo, [N];
- W_{ua} é a massa não suspensa do eixo analisado, [N];
- A_y é a aceleração lateral, [G];
- t é largura da bitola do eixo analisado, [m];
- h_s é a distância centro de gravidade até o eixo de rolagem, [m];
- $K_{\phi a}$ é a rigidez à rolagem, também conhecida como Roll Stiffness, do eixo analisado, [$\frac{Nm}{rad}$];
- $K_{\phi f}$ é a rigidez à rolagem do eixo dianteiro, [$\frac{Nm}{rad}$];
- $K_{\phi r}$ é a rigidez à rolagem do eixo traseiro, [$\frac{Nm}{rad}$];
- Z_{rc} é a altura do centro de rolagem no eixo analisado, [m];
- Z_{ua} é a altura do centro de massa da massa não suspensa do eixo analisado, [m];
- L é o comprimento entre eixos do carro, [m];
- x é a distância longitudinal do centro de massa do carro até o eixo analisado, [m].

Conforme a equação acima, o aumento da rigidez do eixo analisado aumenta a transferência de carga. A rigidez de um eixo em análise é definida pelos componentes elásticos da suspensão como: pneus, molas e barra estabilizadora. Assim, o aumento da rigidez da barra estabilizadora aumenta a transferência de carga em um dado eixo.

Segundo Nicolazzi L. C.; Rosa E.; Leal (2012), quanto maior a transferência de carga normal entre as rodas de um eixo, maior será o ângulo de deriva dos pneus. Ou

seja, para uma mesma aceleração lateral, quanto maior a transferência de carga, maior será a deformação dos pneus, reduzindo a aderência desse eixo.

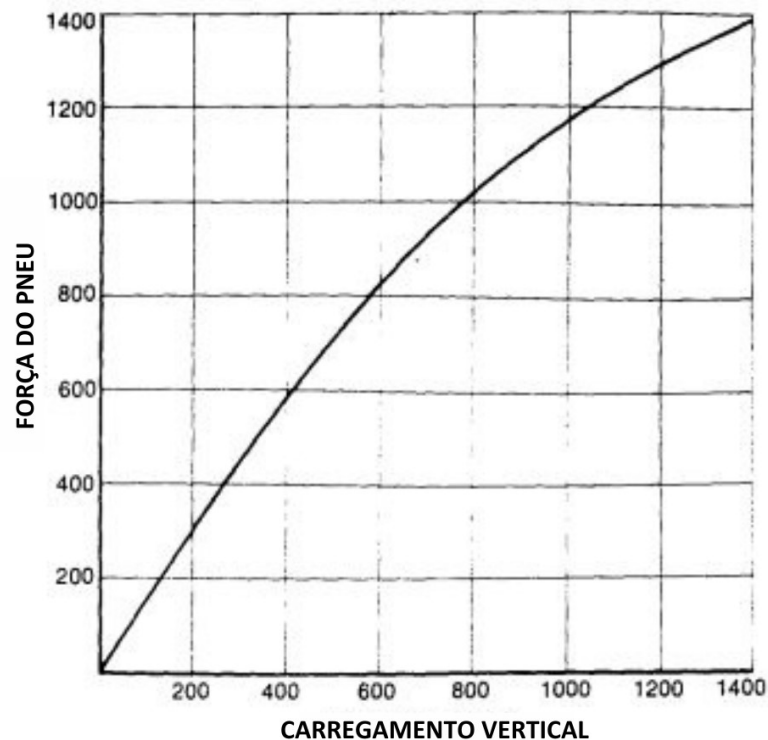
Geralmente, o movimento de rolagem do carro causa mudanças no ângulo de camber do veículo, alterando a área de contato do pneu com o pavimento (que deve ser a maior possível, para obter a maior aderência e desempenho do carro). Ou seja, a redução da área de contato do pneu reduz os valores de forças longitudinais e laterais máximas que ele é capaz de gerar, reduzindo assim, o desempenho do carro.

O movimento de rolagem do carro pode ser minimizado ao: aumentar a rigidez das molas, aproximar o centro de rolagem ao centro de massa do veículo, implementar ou aumentar a rigidez de uma barra estabilizadora (MACHÁCEK, 2013).

2.6 CONTROLE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO CARRO

Segundo Smith (1978), quanto maior a transferência de carga, menor será a aderência total dos pneus do eixo onde a carga foi transferida. Isso ocorre por conta do comportamento dos pneus na geração de forças em relação ao carregamento vertical. Na Figura 20 há um gráfico de força gerada pelos pneus em relação ao carregamento vertical.

Figura 20 – Força do pneu x Carregamento vertical



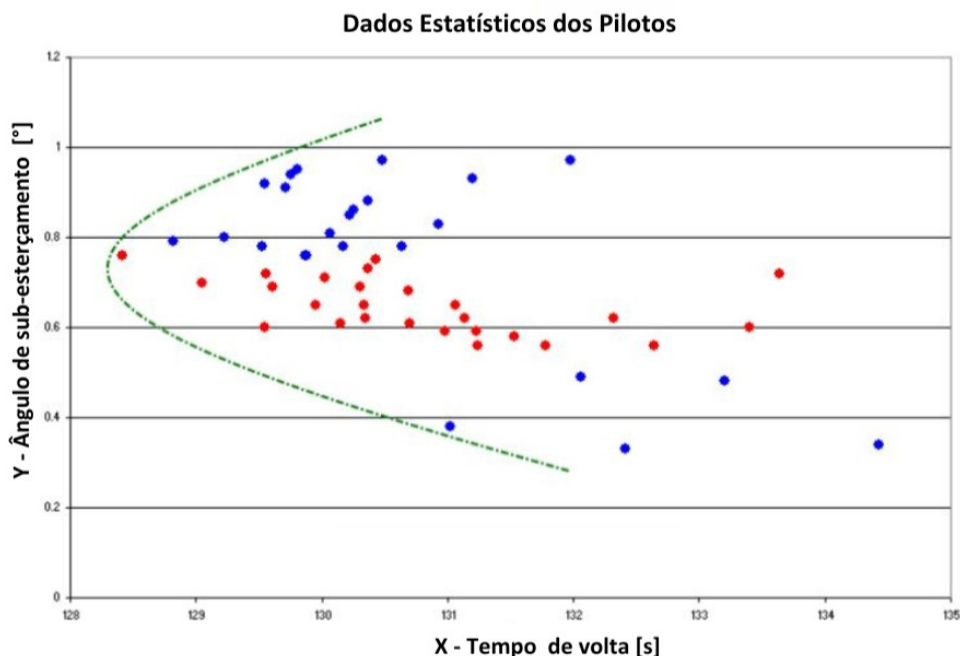
Fonte: Adaptado de Smith (1978), p.18

De acordo com a Figura 20, o comportamento dos pneus em relação ao carregamento vertical não é linear. Por conta disso, ao haver a transferência de carga em um eixo, a força gerada no pneu que está recebendo a transferência de carga aumenta, porém esse incremento de força é menor do que a perda da força gerada pelo pneu que está perdendo o carregamento. Desta forma, a soma das forças dos pneus de um eixo, ao haver transferência de carga, é menor do que a soma das forças dos pneus quando não há transferência (SMITH, 1978).

A barra estabilizadora é um elemento elástico da suspensão capaz de alterar a transferência de carga do veículo. Ou seja, comportamentos como sobre-esterçamento (oversteer) e sub-esterçamento (understeer) podem ser controlados com ajustes diferentes de rigidez da barra, influenciando assim no desempenho de um carro ao realizar uma curva (MACHÁCEK, 2013).

Então, ao controlar a transferência de carga de um eixo, também é controlada a quantidade de força geradas pelos pneus. Desta forma, é possível controlar a aderência de cada eixo e configurá-la para que o carro tenha o comportamento dinâmico desejado pelo piloto (SMITH, 1978). É possível observar na Figura 21 um gráfico de desempenho de dois pilotos de acordo com a quantidade de sub-esterçamento que o carro possui.

Figura 21 – Sub-esterçamento [°] x tempo de volta [s]



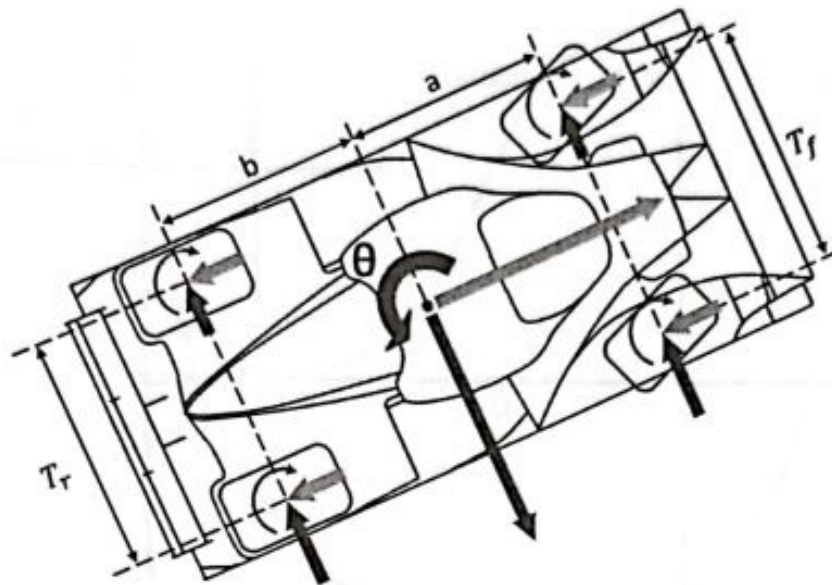
Fonte: Adaptado de Segers (2022)

Na Figura 21 há um gráfico de tempo de volta de dois pilotos diferentes de

acordo com o sub-esterçamento do carro. Assim, é possível visualizar que para obter ótimos tempos de voltas, os pilotos utilizam sub-esterçamentos diferentes para atender seus estilos de pilotagem. Desta forma, é necessário o ajuste de sub-esterçamento no carro de competição, principalmente se o mesmo é compartilhado por diferentes pilotos.

Em veículos automotivos, os termos sub-esterçamento e sobre-esterçamento são utilizados para caracterizar o comportamento dinâmico da máquina, ou seja, descrever o comportamento do carro. Esses comportamentos estão relacionados aos momentos que as forças dos pneus dianteiros e traseiros geram em relação ao centro de gravidade do carro. O momento resultante é chamado de momento de guinada, do inglês *Yaw Moment* (OPTIMUMG, 2022a). Na Figura 22 há o esquema do momento de guinada.

Figura 22 – Momento de guinada



Fonte: OptimumG (2022a)

A partir do esquema da Figura 22, é possível calcular o momento de guinada pelo somatório de momentos em relação ao centro de gravidade do carro, segundo (OPTIMUMG, 2022a). Ou seja, as forças geradas pelos pneus geram momentos de rotação do carro no eixo Z. Desta forma, a magnitude das forças geradas pelos pneus de cada eixo determinará se o momento de guinada no eixo Z será maior ou menor.

2.6.1 Sobre-esterçamento

Quando há o sobre-esterçamento, o veículo gera momento de guinada em excesso. Assim, a rotação do carro no eixo Z é maior do que o desejado pelo motorista, para o mesmo ângulo do esterçamento do volante (SEWARD, 2014). Esse movimento ocorre quando os pneus dianteiros geram um momento em relação ao centro de gravidade maior do que os pneus traseiros.

Segundo Nicolazzi L. C.; Rosa E.; Leal (2012), esse comportamento pode ser minimizado com a redução de transferência de carga no eixo traseiro, ao:

- Deslocar o centro de massa do carro para frente, ou seja, posicioná-lo mais próximo ao eixo dianteiro;
- Reduzir a rigidez da barra estabilizadora traseira, ou até retirá-la do carro;
- Aumentar a rigidez da barra estabilizadora dianteira;
- Aumentar rigidez das molas dianteiras;
- Diminuir a rigidez das molas traseiras;
- Reduzir a distância do centro de rolagem traseiro em relação ao solo.

2.6.2 Sub-esterçamento

Já quando o veículo é sub-esterçante é o contrário, há um menor momento de guinada em relação ao esperado pelo motorista, ou seja, o carro percorre um raio de curvatura maior do que o desejado (SEWARD, 2014).

Segundo Nicolazzi L. C.; Rosa E.; Leal (2012), esse comportamento pode ser minimizado com a redução de transferência de carga no eixo dianteiro, ao:

- Deslocar o centro de massa do carro para trás;
- Reduzir a rigidez da barra estabilizadora dianteira, ou até retirá-la do carro;
- Aumentar a rigidez da barra estabilizadora traseira;
- Aumentar rigidez das molas traseiras;
- Diminuir a rigidez das molas dianteiras;
- Reduzir a distância do centro de rolagem dianteiro e aumentar a do traseiro em relação ao solo.

Desta forma, como o carro da Equipe Fórmula CEM possuía deficiência no desempenho ao realizar curvas, com o comportamento sub-esterçante, a implementação de uma barra estabilizadora melhoraria a performance do veículo.

3 METODOLOGIA

No desenvolvimento deste trabalho, o projeto seguiu a metodologia PRODIP (Planejar, Realizar, Operacionalizar, Documentar, Implementar e Padronizar), para que todas as etapas fossem planejadas, executadas e documentadas. De acordo com Back N.; Ogliari (2008), com o uso dessa metodologia o gerenciamento do projeto é melhorado, já que há maior clareza do que deve ser feito, permitindo melhor organização em relação ao prazo final de entrega do produto. É possível observar na Figura 23 as etapas do PRODIP.

Figura 23 – Etapas da metodologia PRODIP



Fonte: Nedip UFSC (2024)

Conforme a figura acima, as atividades da fase de projeto podem ser divididas em:

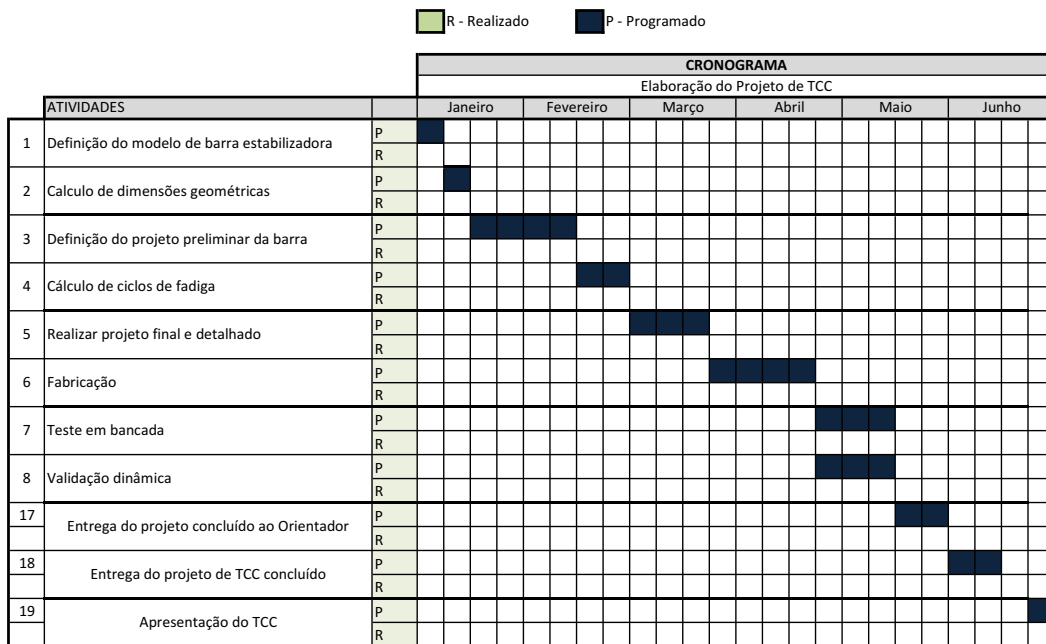
- **Atividades conceituais:** têm o objetivo de definir o conceito inicial do projeto e estabelecer as bases para seu desenvolvimento;
- **Atividades preliminares:** têm o objetivo de desenvolver um projeto preliminar baseado no conceito definido, realizando cálculos detalhados e selecionando materiais;
- **Atividades detalhadas:** têm o objetivo de desenvolver o projeto final e detalhado, incluindo todos os componentes e especificações necessários para a fabricação e implementação.

Neste projeto, os objetivos conceituais seriam: definir o projeto conceitual da barra estabilizadora a ser usada e calcular dimensões geométricas do equipamento a partir das características desejáveis do veículo. Já os objetivos preliminares seriam: definir projeto preliminar da barra de acordo com os cálculos realizados e com os materiais disponíveis, e calcular os ciclos de fadiga da peça. Dessa forma, realizar projeto final e detalhado dos componentes da barra estabilizadora seria o objetivo detalhado.

Um cronograma foi criado em uma planilha Excel como ferramenta para auxiliar na organização e planejamento da execução do projeto. Na Figura 24 há o cronograma criado para as atividades.

O cronograma criado define prazos para as atividades da metodologia do projeto e registra em qual semana a atividade foi concluída. Isso permite o controle do andamento do projeto até a data de apresentação final do trabalho.

Figura 24 – Cronograma TCC



Fonte: Autor (2024).

Para que os objetivos fossem atingidos, foram realizadas pesquisas de modelos de barras estabilizadoras usadas em veículos de competição para serem uma referência. Depois disso, algumas medições do carro de 2022 da Equipe Fórmula CEM foram feitas para a aquisição de dados de entrada para os cálculos da barra. Com os valores dimensionais e materiais definidos, simulações estruturais foram realizadas, e houve uma estimativa da vida útil da barra por meio de cálculos de fadiga.

3.1 DEFINIÇÃO DO PROJETO CONCEITUAL DA BARRA A SER USADA

Segundo Machácek (2013), as barras estabilizadoras mais usadas em carros fórmula são do tipo *U* com ajuste de lâminas rotativas. Porém, alguns carros também usam barras do tipo *T* ou do tipo *Z*, mas isso irá depender do espaço disponível e do posicionamento dos componentes da suspensão. Os tipo de barra estabilizadoras se referem à geometria do equipamento, se assemelhando às letras *U*, *T* e *Z*.

Essas diferentes geometrias são necessárias para atender as diferentes configurações de suspensão, assim como as restrições de espaço de instalação que um carro pode ter. É possível observar nas Figuras 25, 26 e 27 os modelos de barra estabilizadora do tipo *U*, *T* e *Z* respectivamente.

Figura 25 – Barra estabilizadora do tipo *U*



Fonte: Adaptado de Proven Wicked apud. (RACECARDYNAMICS.COM, 2015)

Figura 26 – Barra estabilizadora do tipo *T* traseira da Red Bull



Fonte: Adaptado de Macháček (2013)

Figura 27 – Barra estabilizadora do tipo Z FCEM2018



Fonte: Adaptado de Fórmula CEM (2018)

3.1.1 Barra estabilizadora do tipo *U*

A barra estabilizadora do tipo *U*, ilustrada na Figura 25, possui duas extremidades com lâminas de ajuste de rigidez e uma barra de torção às conectando. Nem todas as barras estabilizadoras possuem ajuste, ou seja, podem ser feitas com lâminas de geometria e comprimentos fixos. As pontas das lâminas são conectadas às suspensões do veículo, para que o movimento vertical das rodas seja transmitido para a barra. Conforme a roda de um lado se desloca verticalmente, a lâmina dessa roda transmite o movimento para a barra de torção, que ao rotacionar, tende a movimentar a lâmina da outra extremidade.

Quando o veículo está em movimento apenas de *bump* ou *rebound*, o conjunto da barra estabilizadora acompanha o deslocamento da suspensão, sem que haja resistência dos componentes. Já no movimento de rolagem do carro, uma roda está deslocando para cima, enquanto a outra está no sentido contrário. Assim, os sentidos opostos dos deslocamentos das rodas restringem o movimento da barra estabilizadora, causando torção na barra de torção e flexão nas lâminas. Desta forma, a restrição dos movimentos das rodas depende da rigidez equivalente dos componentes da barra estabilizadora, que estão em série. A rigidez equivalente pode ser ajustada pela rotação das lâminas, que alteram o momento de inércia de área das mesmas, e consequentemente a rigidez de cada uma.

Este modelo geralmente atende acionamentos nas direções verticais e longitudinais, de acordo com o modelo de suspensão do veículo.

3.1.2 Barra estabilizadora do tipo T

Já a barra do tipo T, ilustrada pela Figura 26, possui uma barra de torção central conectada ao chassi e a uma peça na parte superior que recebe os deslocamento das rodas. Essa peça, em alguns modelos, possuem duas lâminas similares aos ilustrados na Figura 25, para ajuste de rigidez da barra estabilizadora.

Em movimentos de *bump* ou *rebound*, o conjunto da barra estabilizadora acompanha o deslocamento da suspensão, com a barra de torção pivotando longitudinalmente em relação ao chassi. Já no movimento de rolagem do carro, o movimento da suspensão tende a rotacionar a barra estabilizadora, torcendo a barra de torção e flexionando o equipamento superior.

Assim como o modelo anterior, a rigidez dos componentes estão em série. Além disso, este modelo também atende acionamentos nas direções verticais e longitudinais, de acordo com o modelo de suspensão do veículo.

3.1.3 Barra estabilizadora do tipo Z

A barra estabilizadora do tipo Z, ilustrada na Figura 27, possui duas lâminas nas extremidades e uma peça para as conectarem. Esse conjunto é capaz de pivotar livremente em relação à um eixo posicionado verticalmente.

Em movimentos de *bump* ou *rebound*, o conjunto da barra estabilizadora pivota em relação eixo vertical, sem causar resistência aos movimentos das rodas. Já no movimento de rolagem do carro, o movimento da suspensão causa flexão das lâminas da barra estabilizadora, pois cada uma delas tenderá a rotacionar em sentidos opostos. Por conta das características de funcionamento deste tipo de barra estabilizadora, este modelo apenas atende acionamentos nas direções laterais.

Por conta do espaço disponível no carro, o modelo selecionado foi a barra do tipo U, com atuação no balancim.

3.2 MEDIÇÕES DO CARRO DE 2022

Para a realização dos cálculos, valores como massa total do veículo, posição do centro de massa no plano XY e altura do centro de gravidade são necessários, por exemplo. Desta forma, o carro de 2022 foi levado ao Laboratório de Sistemas Veiculares, do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), para realizar as medições. Assim, os carregamentos dos pneus serão os valores de entrada para a determinação da posição do centro de massa (CG) do carro, já que serão usados como as forças de referência para os cálculos de somatório de forças e de momentos.

Nesta etapa, foram necessárias quatro balanças automotivas, que foram calibradas com peso padrão de 20 e de 40 kg do Laboratório de metrologia, também

do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Na Tabela 1 há os valores encontrados na calibração.

Tabela 1 – Valores de calibração das balanças

Dianteira esquerda		Dianteira direita	
Massa padrão (kg)	Valor da balança (kg)	Massa padrão (kg)	Valor da balança (kg)
40	39,6	40	37,2
20	19,8	20	18,6
Traseira esquerda		Traseira direita	
Massa padrão (kg)	Valor da balança (kg)	Massa padrão (kg)	Valor da balança (kg)
40	39,6	40	40,2
20	19,8	20	20,2

Fonte: Autor (2024).

Os valores da tabela acima foram usados para o cálculo de erro de cada uma das balanças. Desta forma, os valores medidos nas balanças foram corrigidos, de acordo com o percentual de erro de cada uma delas, para maior acuracidade nos cálculos de posição do centro de massa. Assim, a Equação 3 foi usada.

$$E = \frac{|V_r - V_m|}{V_r} \times 100 \quad (3)$$

Sendo:

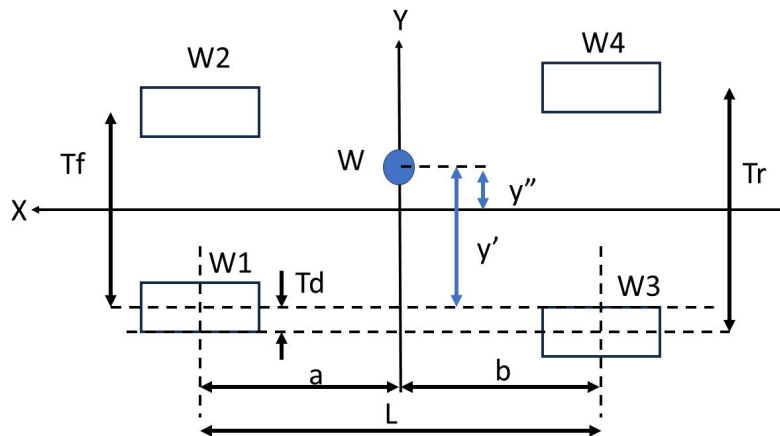
- E o percentual de erro, [%];
- V_r o valor da massa padrão, [kg];
- V_m o valor medido na balança, [kg].

De acordo com os valores obtidos na calibração, foi possível identificar erros de 1% na balança dianteira esquerda e traseira esquerda, de 7,5% na balança dianteira direita e de 0,2 kg na traseira direita. Esses erros foram considerados nas medições do carro.

3.2.1 Medição do CG no plano XY

Para determinar a posição do CG no plano XY, Milliken (1995) realiza o somatório de momentos em relação ao eixo traseiro igualando a zero, visto que na prática o carro não estará girando em torno deste eixo. É possível observar, na Figura 28, o esquema a ser considerado nestes cálculos.

Figura 28 – Esquema para medição do CG no plano XY



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Onde:

- T_f é a bitola dianteira, [m];
- T_r é a bitola traseira, [m];
- L é a distância entre eixos, [m];
- a é a distância do CG ao eixo dianteiro, [m];
- b é a distância do CG ao eixo traseiro, [m];
- W_1 é o carregamento na roda dianteira esquerda, [N];
- W_2 é o carregamento na roda dianteira direita, [N];
- W_3 é o carregamento na roda traseira esquerda, [N];
- W_4 é o carregamento na roda traseira direita, [N];
- W é o carregamento total, [N];
- d é a diferença de bitola, [m];
- y' é a distância do CG até a roda traseira esquerda, no eixo Y, [m];
- y'' é a distância do CG até o centro do carro, no eixo Y, [m].

Realizando esses somatórios de momentos, é possível determinar distância do CG ao eixo dianteiro e traseiro, conforme as Equações 5 e 6. Para isso, é necessário ter do carregamento total W , dado pela Equação 4.

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (4)$$

$$a = L - b \quad (5)$$

$$b = \frac{(W_2 \times L) + (W_1 \times L)}{W} \quad (6)$$

Para encontrar os valores da distância do CG até a roda traseira esquerda e da distância do CG até o centro do carro, é necessário realizar o somatório de momentos em relação ao eixo X do carro, igualando a zero. Desta forma, obtemos as Equações 7 e 8.

$$y' = \frac{(W_2 \times (T_f - d)) - (W_1 \times d) + (W_4 \times T_r)}{W} \quad (7)$$

$$y'' = y' - \frac{T_r}{2} \quad (8)$$

Sendo que o valor da diferença de bitola é dado pela Equação 9, considerando a bitola traseira maior que a dianteira.

$$d = \frac{T_r - T_f}{2} \quad (9)$$

Uma trena foi usada para a obtenção dos valores das bitolas, medindo a distância entre o centro das rodas em cada eixo, assim como para o valor da distância entre eixos. Já para os demais cálculos, é necessário o valor do carregamento das rodas. Como o carro ainda estava na fase de projeto, o carro fabricado pela equipe no ano anterior (2022) foi usado como referência, já que suas dimensões eram similares. Desta forma, o carro de 2022 foi posicionado em cima de quatro balanças individuais, uma em cada roda, para as medições, conforme a Figura 29.

Figura 29 – Medição do CG no plano XY



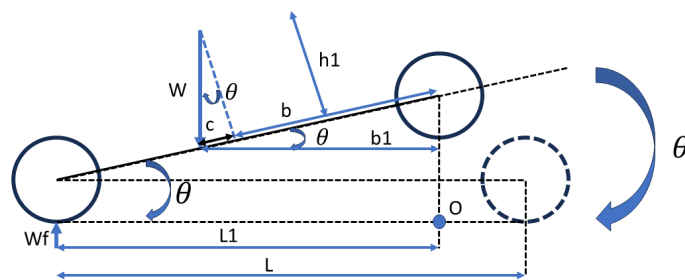
Fonte: Autor (2024).

Conforme a Figura 29, foram feitas medições com o piloto, mas também aferições apenas do carro foram realizadas. Assim, é possível verificar as variações das cargas, sendo que, para os cálculos, o veículo foi considerado em condição de uso, ou seja, com o piloto.

3.2.2 Medição do CG no plano XZ

Para determinar a posição do centro de massa em relação ao plano XZ, também é utilizado o somatório de momentos e de forças, porém é necessário levantar um dos eixos do veículo, que nesse caso será o eixo traseiro. Na Figura 30 há o esquema para a medição do centro de massa no eixo XZ (MILLIKEN, 1995).

Figura 30 – Esquema para o cálculo do CG no eixo XZ



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Sendo:

- θ é o ângulo de inclinação do carro, [°];
- W_f é o carregamento no eixo dianteiro, [N];
- L é a distância entre eixos, [m];
- b é a distância do CG ao eixo traseiro, [m];
- c é a componente horizontal do carregamento W , quando o carro está inclinado, [m];
- h_1 é distância do CG em relação ao eixo de raio de conjunto pneu/roda, [m];
- L_1 é a distância entre eixos, em relação ao eixo X, quando o carro está levantado, [m];
- b_1 é a distância do CG a projeção do eixo traseiro, quando o carro está levantado, [m];
- O é o ponto de projeção do eixo traseiro levantado, em relação ao eixo X, [m].

Com a traseira do carro levantada, é feito o somatório de momentos em relação ao ponto de projeção da roda na pista, ponto "O" da figura acima. Desta forma, as Equações 10, 11, 12 e 13 são obtidas (MILLIKEN, 1995).

$$L_1 = L \times \cos(\theta) \quad (10)$$

$$b_1 = \frac{W_f \times L_1}{W} \quad (11)$$

$$b = \frac{W_f \times L}{W} - c \quad (12)$$

$$h_1 = \frac{(W_f \times L) - (b \times W)}{W \times \tan(\theta)} \quad (13)$$

Com as equações acima, é possível encontrar a distância do CG em relação ao eixo de raio do conjunto pneu/roda. Sendo assim, para encontrar a altura total do CG em relação à pista, é necessário analisar em qual dos casos o carro se enquadra: com rodas dianteiras e traseiras de mesmo diâmetro, ou com diâmetros diferentes (MILLIKEN, 1995).

3.2.2.1 Carro rodas dianteiras e traseiras de mesmo diâmetro

Neste caso, basta somar a distância do CG em relação ao eixo de raio do conjunto pneu/roda com o valor do raio do conjunto pneu/roda. Assim, a altura do CG em relação à pista é dada pela Equação 14 (MILLIKEN, 1995).

$$h = h_1 + R \quad (14)$$

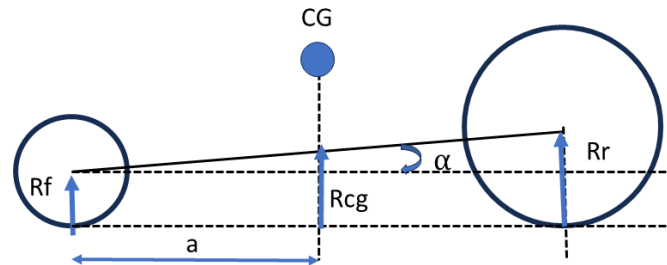
Sendo:

- h a altura do CG em relação à pista, [m];
- h_1 a distância do CG em relação ao eixo de raio de conjunto pneu/roda, [m];
- R o raio do conjunto roda pneu, [m].

3.2.2.2 Carro rodas dianteiras e traseiras de diferentes diâmetros

Já neste caso, é necessário projetar a distância do eixo entre os raios do conjunto pneu/roda, no ponto onde o CG está localizado no eixo X, em relação ao eixo dianteiro do carro. Logo após, é realizada a soma desse valor com a distância do CG ao eixo de raio do conjunto roda pneu (MILLIKEN, 1995). É possível observar o esquema de um carro com diâmetros de rodas diferentes na Figura 31.

Figura 31 – Esquema de carro com diâmetros de rodas diferentes



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Sendo:

- R_f o raio do pneu dianteiro, [m];
- R_r o raio do pneu traseiro, [m];
- R_{cg} a distância do eixo do conjunto pneu/roda até a pista, no ponto de projeção do CG no eixo X, [m];
- α o ângulo de inclinação do eixo do conjunto pneu/roda, [°];
- a a distância do CG ao eixo dianteiro, [m].

Conforme o esquema da figura acima, obtém-se as Equações 15 e 16.

$$R_{cg} = \frac{(R_r \times a) + (R_f \times b)}{L} \quad (15)$$

$$h = R_{cg} + h_1 \quad (16)$$

Como o carro irá possuir os quatro pneus iguais, será usada a Equação 14.

3.2.2.3 Medição do CG no plano XZ do carro de 2022

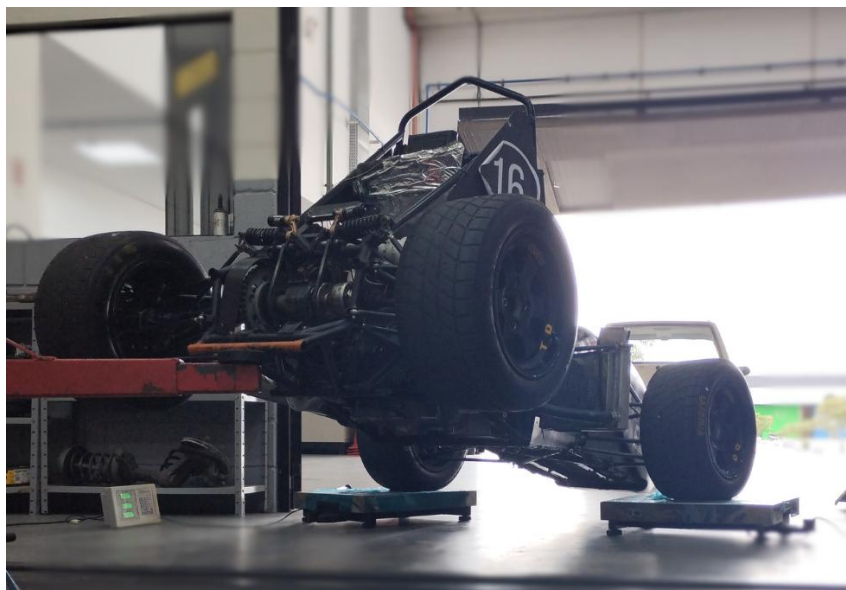
Assim como para a obtenção dos valores da posição do CG no plano XY, para estimar a posição do CG no plano XZ no carro de 2023, o carro de 2022 foi usado de referência. As medições foram feitas também no Laboratório de Sistemas Veiculares, do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), porém com o uso de apenas duas balanças, para aferição do carregamento nas rodas dianteiras, e o elevador para erguer a traseira do carro. É possível observar nas Figuras 32, 33 e 34 o procedimento realizado.

Figura 32 – Medição altura do CG



Fonte: Autor (2024).

Figura 33 – Medição altura do CG - vista traseira



Fonte: Autor (2024).

Figura 34 – Medição altura do CG - vista frontal



Fonte: Autor (2024).

Conforme a Figura 32, o carro foi erguido mediante o tubo laranja, chamado de *Jacking Point* pela SAE Brasil (2023b), pois era o tubo mais à traseira do carro possível. Sendo assim, o elevador foi levando o mais alto possível, antes que o bico do carro encostasse no chão, conforme a Figura 33, pois dessa forma obtém-se maior ângulo de inclinação do carro, aumentando a precisão dos cálculos da altura do CG.

Além disso, essas aferições também foram feitas com e sem o piloto, de acordo com a Figura 34, para também ser possível a verificação das variações dos valores de altura do CG. Porém, para os cálculos, o veículo também foi considerado em condição de uso, ou seja, com o piloto.

Em todas as medições os amortecedores e molas dianteiros foram substituídos por componentes de alta rigidez, chamados de *Dummy Dumpers*. É possível notar na Figura 35 o *Dummy Dumper* usado pela equipe Fórmula CEM.

Figura 35 – *Dummy Dumper*

Fonte: Autor (2024).

De acordo com a Figura 35, os *Dummy Dumpers* são peças com alta rigidez, com o objetivo de travar a suspensão em uma determinada posição. Essa posição é ajustada pelo comprimento de rosca desse equipamento. Desta forma, há a redução do erro do cálculo da altura do CG, pois as molas não irão influenciar na transferência de carga do carro ao ser erguido (OPTIMUMG, 2022b).

Para a obtenção do ângulo de inclinação do carro, foi feita a medição da distância do centro da roda até o chão, com o carro horizontal e depois de ser erguido. Assim, pela uso de trigonometria, com a Equação 17, foi possível determinar o ângulo de inclinação do carro.

$$\text{sen}(\theta)^{-1} = \frac{h_{rh} - (R + h_b)}{L} \quad (17)$$

Sendo:

- θ o ângulo de inclinação do carro, [°];
- h_{rh} a altura final da roda traseira, em relação ao chão, [m];
- R o raio do conjunto roda/pneu, [m];
- h_b a altura da base do pneu até o piso usado de referência para medir a altura da roda traseira erguida, [m];
- L o comprimento do entre eixo do carro, [m].

3.3 CÁLCULOS DAS CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO CARRO

A definição do valor de rigidez anti-rolagem do carro depende das características dinâmicas desejadas. Sendo assim, uma planilha Excel foi criada para realizar os cálculos de transferência de carga e definir os valores de rigidez que o eixo dianteiro e traseiro deveriam ter para ter comportamento menos sub-esterçante.

Desta forma, parâmetros do carro de 2022 foram usados como referência para esses cálculos, como:

- a posição do CG;
- a distribuição de massa;
- a massa total;
- a massa suspensa;
- a rigidez das molas dianteiras e traseiras;
- a rigidez dos pneus;
- a bitola dianteira e traseira;
- o *motion ratio* das molas dianteiras e traseiras;
- a altura do eixo de rolagem dianteiro e traseiro;
- o gradiente de rolagem do carro;
- o entre eixos.

Nas Tabelas 2, 3 e 4 é possível observar os valores dos dados citados acima, que foram usados para os cálculos do projeto.

Tabela 2 – Dados de massa do veículo

Entrada	Unidade	Valor
Massa do carro	kg	288
Massa do piloto	kg	75
Massa total	kg	363
Massa não suspensa dianteira	kg	45,7
Massa não suspensa traseira	kg	46
Massa não suspensa	kg	91,7
Massa suspensa	kg	271,3
Distribuição de massa	% diant.	50,99
Distribuição de massa não suspensa	% diant.	49,67

Fonte: Autor (2024).

Tabela 3 – Dados gerais do veículo

Entrada	Unidade	Valor
Bitola dianteira	mm	1250
Bitola traseira	mm	1230
Entre eixos	mm	1540
Rigidez da mola dianteira	N/mm	29,5
Rigidez da mola traseira	N/mm	29,5
Rigidez do pneu dianteiro	N/mm	133
Rigidez do pneu traseiro	N/mm	133
Rigidez dianteira	N/mm	20,60
Rigidez traseira	N/mm	20,60
Wheel rate dianteiro	N/mm	24,38
Wheel rate traseiro	N/mm	24,38
Frequência natural dianteira	Hz	2,988
Frequência natural traseira	Hz	3,048
Motion ratio mola dianteira	-	1,1
Motion ratio mola traseira	-	1,1
Motion ratio barra estabilizadora traseira	-	1,4
Altura do centro de rolagem dianteiro	mm	69
Altura do centro de rolagem traseiro	mm	95

Fonte: Autor (2024).

Tabela 4 – Posição do CG

Entrada	Unidade	Valor
Distribuição de massa	%diant.	50,99
Distância do CG ao eixo dianteiro	mm	754,79
Distância do CG ao eixo traseiro	mm	785,21
Diferença de bitola	mm	10
Distância do CG até a roda traseira esquerda (no eixo Y)	mm	607,07
Distância do CG até o centro do carro (no eixo Y)	mm	-7,93
Raio do conjunto pneu/roda	mm	265
Altura do CG em relação ao eixo de Raio de conjunto pneu/roda	mm	252,32
Altura do CG em relação ao piso	mm	517,32

Fonte: Autor (2024).

Segundo Seward (2014), a rigidez da barra estabilizadora não deve ser superior a 50 % do total de rigidez ao rolamento de cada eixo do carro, pois valores acima disso tendem a tornar a suspensão independente em uma com características de suspensão dependente. Caso a proporção seja muito alta, há a tendência do carro perder o contato da roda que perde carga, ao realizar uma curva, tornando a suspensão menos eficiente.

Para encontrar o valor de rigidez que a barra estabilizadora deve ter, é necessário o cálculo do momento de rolagem que o carro terá, dado pela Equação 18.

$$M_{\phi} = \frac{9,81 \times m \times H_a}{1000} \quad (18)$$

Sendo:

- M_{ϕ} o momento de rolagem do carro, [Nm];
- m a massa total do carro com o piloto, [kg];
- H_a a distância do CG ao eixo de rolagem do carro, [mm].

A distância do CG ao eixo de rolagem pode ser encontrada pela Equação 19.

$$H_a = \cos \left(\tan \left(\frac{|H_R - H_F|}{\frac{L}{1000}} \right) \right) \times \left(h - \left(\tan \left(\frac{|H_R - H_F|}{\frac{L}{1000}} \right) \times \frac{L}{1000} \times \frac{M_F}{100} \right) + H_F \right) \quad (19)$$

Onde:

- H_F é a distância do centro de rolagem dianteiro ao solo, [mm];
- H_R é a distância do centro de rolagem traseiro ao solo, [mm];
- h é a distância do CG ao solo, [mm];
- L é a distância entre eixos do carro, [m];
- M_F é a distribuição da massa total do carro em relação em relação ao eixo dianteiro, [%].

O momento de rolagem calculado foi de 1549,05 Nm, com H_a de 435 mm. Assim, é possível calcular a rigidez ante rolamento que o veículo deve ter, de acordo com a Equação 20 (MILLIKEN, 1995).

$$K_{\phi} = \frac{M_{\phi}}{RG} \quad (20)$$

Sendo:

- K_{ϕ} é a rigidez ao rolamento do carro, [Nm/°];
- A_y é a aceleração lateral, [G];
- M_{ϕ} é o momento de rolagem do carro, [Nm];
- RG é o gradiente de rolagem do carro, [%G].

A rigidez de rolamento depende diretamente do gradiente de rolagem e da aceleração lateral do carro. Segundo OptimumG (2022a), o gradiente de rolagem (do inglês *Roll Gradient*) é a quantidade de rolagem que o carro faz quando submetido à uma aceleração lateral, que nesse caso foi considerada de 1 G. Esse gradiente geralmente é de 1,5 para carros de competição, e por isso esse valor será usado como referência para o projeto, obtendo assim o valor de 1032,7 Nm/° para a rigidez ao rolamento do carro (MILLIKEN, 1995).

O valor de rigidez à rolagem do carro de cada eixo pode ser obtido pelas Equações 21 e 22 (MILLIKEN, 1995).

$$K_{\phi_F} = K_{\phi} \times D_{roll} \times 0,01 \quad (21)$$

$$K_{\phi_R} = K_{\phi} \times (100 - D_{roll}) \times 0,01 \quad (22)$$

Onde:

- K_{ϕ_F} é a rigidez ao rolamento no eixo dianteiro, [Nm/°];
- K_{ϕ_R} é a rigidez ao rolamento no eixo traseiro, [Nm/°];
- D_{roll} é a distribuição de rigidez anti rolagem em relação ao eixo dianteiro, [%].

Para Milliken (1995), para garantir que o carro tenha sub-esterçamento, a distribuição de rigidez anti-rolagem do carro deve ser 5 % a mais da porcentagem da distribuição de massa do carro em relação ao eixo dianteiro. Nesse caso, como o objetivo do projeto é reduzir o comportamento sub-esterçante do carro, a porcentagem considerada foi de 45 %, aproximadamente 5 % a menos da porcentagem da distribuição de massa do carro em relação ao eixo dianteiro. Desta forma, as rigidezes anti-rolagem dos eixos dianteiro e traseiro serão de 464,71 e de 567,98 Nm/°, respectivamente

A rigidez anti rolagem é a combinação da rigidez das molas com a rigidez da barra estabilizadora em cada eixo. Sendo assim, primeiramente foram calculados os valores das rigidezes anti rolagem por influência das molas com as Equações 23 e 24 (SEWARD, 2014).

$$K_{\phi_{SF}} = \frac{(T_f)^2 \times WR_F \times 1000}{114,6} \quad (23)$$

$$K_{\phi_{SR}} = \frac{(T_r)^2 \times WR_R \times 1000}{114,6} \quad (24)$$

Sendo:

- $K_{\phi_{SF}}$ é a rigidez anti rolagem das molas dianteiras, [Nm/°];
- $K_{\phi_{SR}}$ é a rigidez anti rolagem das molas traseiras, [Nm/°];
- WR_F é o *wheel rate* dianteiro, rigidez equivalente do conjunto mola e pneu dianteiro, [N/mm];
- WR_R é o *wheel rate* traseiro, rigidez equivalente do conjunto mola e pneu traseiro, [N/mm];
- T_f é a bitola dianteira, [m];
- T_r é a bitola traseira, [m].

Os valores obtidos para as rigidezes anti-rolagem das molas dianteiras e traseiras foram de 332,41 e de 321,85 Nm/°, respectivamente. Assim, foi possível

calcular as rigidezes das barras estabilizadora dianteira e traseira pelas Equações 25 e 26.

$$K_{\phi_{ARB_F}} = (K_{\phi_F} - K_{\phi_{S_F}}) \times MR_F^2 \quad (25)$$

$$K_{\phi_{ARB_R}} = (K_{\phi_R} - K_{\phi_{S_R}}) \times MR_R^2 \quad (26)$$

Onde:

- $K_{\phi_{ARB_F}}$ é a rigidez anti rolagem da barra estabilizadora dianteira, [Nm/°];
- $K_{\phi_{ARB_R}}$ é a rigidez anti rolagem da barra estabilizadora traseira, [Nm/°];
- K_{ϕ_F} é a rigidez ao rolamento no eixo dianteiro, [Nm/°];
- K_{ϕ_R} é a rigidez ao rolamento no eixo traseiro, [Nm/°];
- $K_{\phi_{S_F}}$ é a rigidez anti rolagem das molas dianteiras, [Nm/°];
- $K_{\phi_{S_R}}$ é a rigidez anti rolagem das molas traseiras, [Nm/°];
- MR_F é o *Motion Ratio* da barra estabilizadora dianteira, [-];
- MR_R é o *Motion Ratio* da barra estabilizadora traseira, [-].

Os valores calculados foram de 132,31 e de 482,41 Nm/° para as rigidezes anti-rolagem das barras estabilizadoras dianteira e traseira, respectivamente. Para a conversão da unidade de Nm/° para N/mm, as Equações 27 e 28 foram usadas.

$$K_{ARB_F} = \frac{K_{\phi_{ARB_F}}}{17,455065 \times \left(\frac{T_f}{1000}\right)^2} \quad (27)$$

$$K_{ARB_R} = \frac{K_{\phi_{ARB_R}}}{17,455065 \times \left(\frac{T_r}{1000}\right)^2} \quad (28)$$

Sendo:

- K_{ARB_F} é a rigidez anti rolagem da barra estabilizadora dianteira, [N/mm];
- K_{ARB_R} é a rigidez anti rolagem da barra estabilizadora traseira, [N/mm];
- $K_{\phi_{ARB_F}}$ é a rigidez anti rolagem da barra estabilizadora dianteira, [Nm/°];
- $K_{\phi_{ARB_R}}$ é a rigidez anti rolagem da barra estabilizadora traseira, [Nm/°];
- T_f é a bitola dianteira, [m];
- T_r é a bitola traseira, [m].

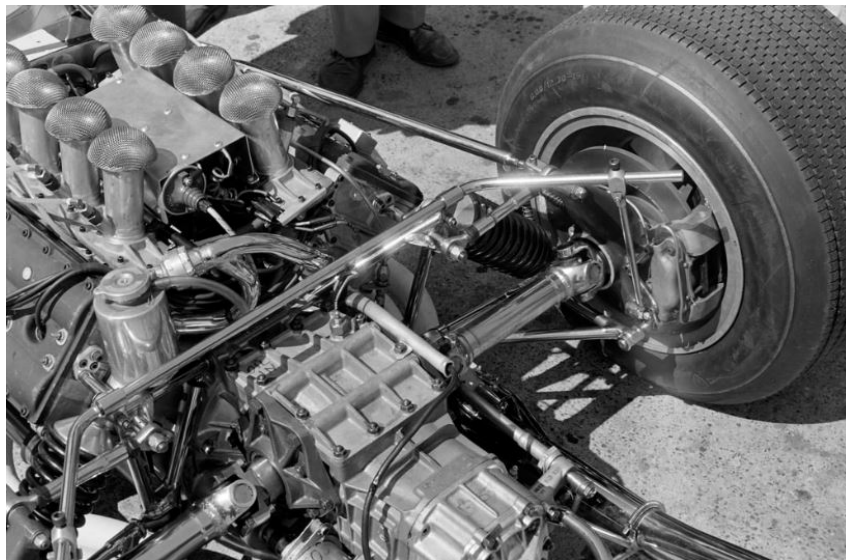
Os valores calculados foram de 4,85 e de 18,27 N/mm para as rigidezes anti-rolagem das barras estabilizadoras dianteira e traseira, respectivamente. No caso, apenas será fabricada a barra estabilizadora traseira, por conta da falta de recursos financeiros da equipe, porém a barra estabilizadora dianteira foi considerada nos cálculos.

3.4 PROJETO CONCEITUAL DA BARRA ESTABILIZADORA NO CARRO

A definição do posicionamento da barra estabilizadora determinará parâmetros geométricos do equipamento, como a largura máxima, por exemplo. Assim, esta etapa foi realizada antes do dimensionamento dos componentes da barra.

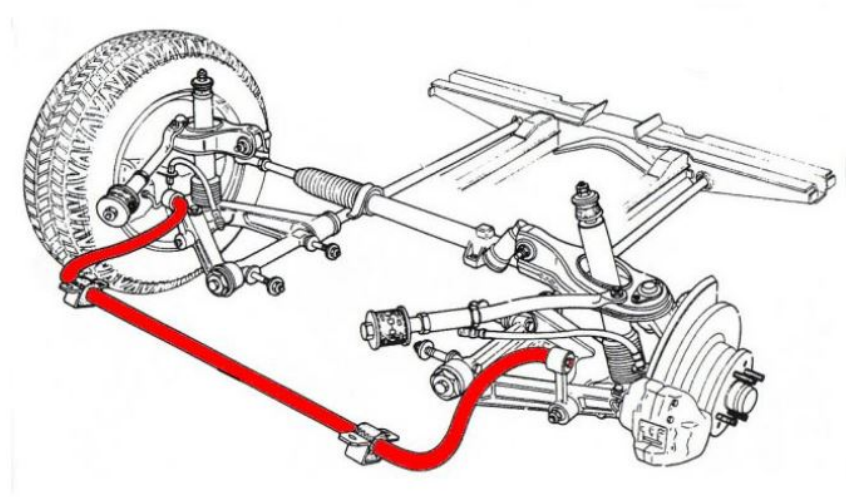
A barra estabilizadora é acionada conforme o movimento da suspensão. Assim, ela poderia estar conectada diretamente na manga de eixo do carro, nos braços de suspensão, ou então, aos balancins do carro, conforme as Figuras 36, 37 e 38 respectivamente.

Figura 36 – ARB conectada na manga de eixo - Lotus 49



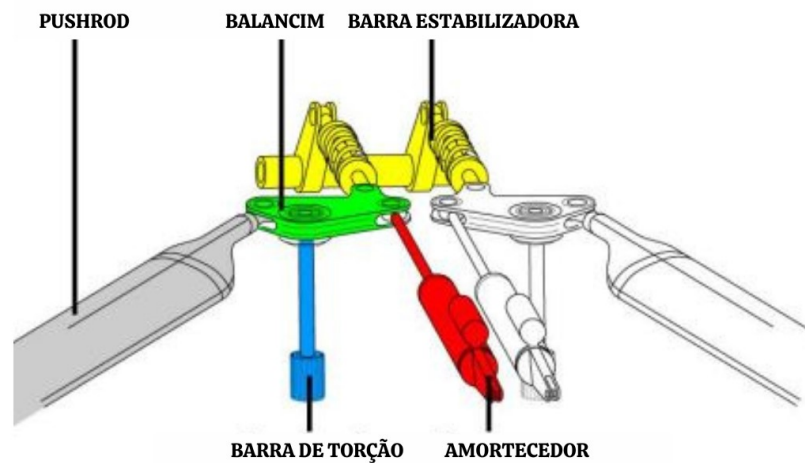
Fonte: Motorsportimages.com (2024)

Figura 37 – ARB conectada no braço de suspensão



Fonte: Torque.com (2019)

Figura 38 – ARB conectada no balancim



Fonte: Adaptado de Macháček (2013)

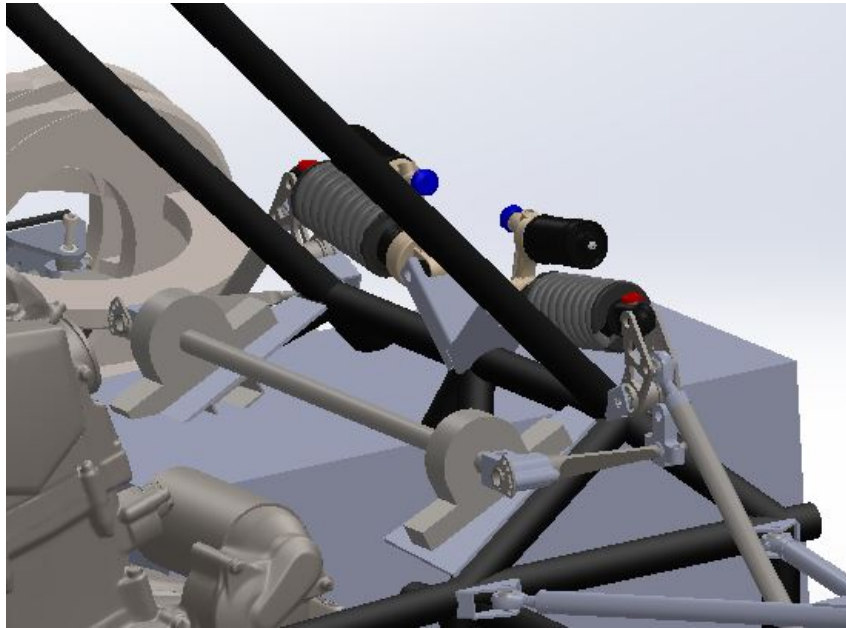
Como o carro possuirá suspensão com acionamento indireto por balancim, a barra estabilizadora também iria ser acionada pelo balancim, pois assim há melhor controle de parâmetros como a razão de movimento da barra estabilizadora pelo deslocamento vertical da roda (também conhecido como *Motion Ratio* da ARB e calculado pela Equação 29), e também o sistema ficaria mais compacto. Assim, ela foi posicionada na parte superior interna do cofre do motor, pois o único lugar onde havia espaço disponível para ela ser acionada pelo balancim, podendo aproveitar as lâminas de um projeto antigo da equipe e que atendia o regulamento da competição.

O carro de 2019 da equipe possuía uma barra estabilizadora do tipo Z, conforme a Figura 27. Esse equipamento tinha lâminas capazes de ajustar a rigidez do equipamento em cinco posições. Ou seja, ao mudar o ângulo de inclinação dessa lâmina, o momento de inércia de área alterado e em consequência a rigidez do equipamento. Esse produto ficou guardado na oficina da equipe, pois estava em excelente estado, mas os veículos seguintes tiveram requisitos de projetos diferentes dos requisitos do carro de 2019, não as utilizando.

As lâminas de 2019 foram usadas neste projeto, visto que permitirá regulação do comportamento dinâmico do carro, reduzirá o custo de produção do equipamento e o tempo de manufatura. Assim, este projeto será adaptado ao uso das lâminas antigas para obter às características desejadas para o veículo 2023.

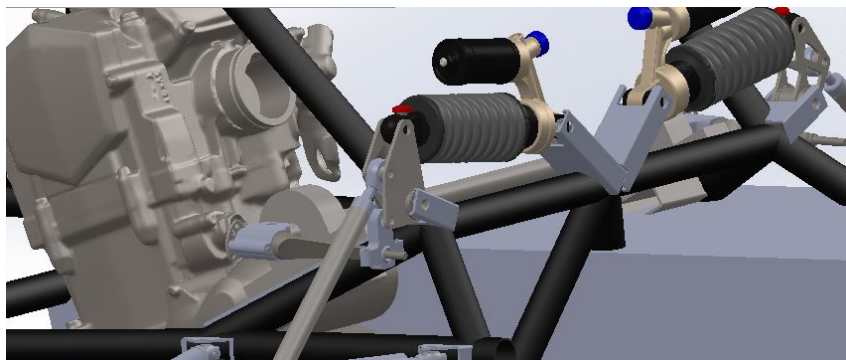
É possível verificar nas Figuras 39 e 40 o posicionamento da barra no carro.

Figura 39 – ARB posicionada no CAD no carro



Fonte: Autor (2024).

Figura 40 – ARB posicionada no CAD no carro - vista isométrica traseira



Fonte: Autor (2024).

De acordo com a figura acima, a barra estabilizadora seria acionada pelo balancim com uma conexão entre elas, chamada de *droplink*. Esse equipamento seria feito por dois pares de terminais rotulares M6, sendo a junção de um terminal macho em um terminal fêmea. O *droplink* foi posicionado no balancim, de forma que tivesse o *Motion Ratio* o mais próximo de 1 possível, sem ter interferência com os demais componentes do carro, com o deslocamento da suspensão.

Desta forma, o *Motion Ratio* final encontrado foi 1,4, fazendo com que o comprimento da barra estabilizadora fosse 486 mm (distância entre centro das lâminas).

3.4.0.1 Cálculo de Motion Ratio da ARB

Segundo OptimumG (2022b), o *Motion Ratio* de um componente em um balancim pode ser definido pela Equação 29.

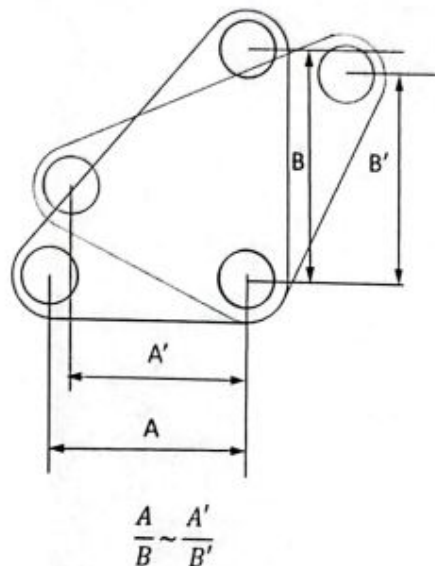
$$MR = \frac{A}{B} \quad (29)$$

Sendo:

- MR o *motion ratio* da barra estabilizadora, [-];
- A a distância do ponto de fixação do *pushrod* no balancim ao centro de rotação, [mm];
- B a distância do ponto de fixação da barra estabilizadora no balancim ao centro de rotação, [mm] .

Assim, utilizando a equação acima, foi possível determinar o *Motion Ratio* estático da barra estabilizadora. Essa razão irá variar conforme o movimento angular do balancim, porém o valor considerado nos cálculos do comportamento do carro foi o valor estático. É possível observar na Figura 41 um balancim e as variáveis da Equação 29.

Figura 41 – *Motion ratio* balancim



Fonte: OptimumG (2022a)

3.5 PROJETO PRELIMINAR DA BARRA ESTABILIZADORA

Conhecendo o carregamento, a rigidez e o espaço disponível no carro, foi possível iniciar o dimensionamento da barra estabilizadora. Como a competição da

FSAE não tem as pistas fixas para o Autocross e para o Enduro, o carro deve ser ajustado no evento para obter o máximo desempenho, ou seja, a barra estabilizadora deverá ser ajustável para a obtenção de ótimo comportamento dinâmico do carro na competição.

A Equipe Fórmula CEM necessita de patrocínios para poder participar da competição, já que os recursos para projetos são limitados. Assim, no início do projeto de cada carro, a equipe seleciona os produtos a serem desenvolvidos naquele ano, de acordo com o custo total e com o tempo de desenvolvimento.

Então, o projeto desta barra estabilizadora tem a necessidade do aproveitamento de peças já fabricadas pela equipe em projetos anteriores, para que fosse possível a implementação do produto no mesmo ano de seu desenvolvimento. Logo, foi feita uma conferência na oficina e encontrou-se as lâminas de regulagem da rigidez da barra estabilizadora usada no carro de 2019. Sendo assim, o projeto para o carro de 2023 iria se adequar para o uso dessas lâminas.

A reutilização das lâminas torna o projeto menos custoso, já que as peças já estão fabricadas, porém o dimensionamento dos demais componentes é limitado pelo valor da rigidez das lâminas. Desta forma, a obtenção dessa rigidez, que pode ser feita experimentalmente ou por simulação, foi um dado de entrada para o restante do projeto.

3.5.1 Medição da rigidez das lâminas

Como as lâminas seriam reaproveitadas de um projeto anterior que a equipe tinha, elas já estavam fabricadas. Assim, era possível obter a rigidez delas de duas formas, por meio de simulação em programa de elementos finitos, ou experimentalmente.

3.5.1.1 Medição experimental

Desta forma, seria necessário que a lâmina fosse fixada em uma extremidade e na outra extremidade fosse adicionado um carregamento conhecido. Além disso, a medição do deslocamento é necessária.

3.5.1.2 Simulação em programa de elementos finitos

Já nessa forma, o procedimento é semelhante ao anterior, mas ao invés de ser feito no componente real, é feito no programa de elementos finitos. Para as simulações, o programa de elementos finitos Ansys 2024, licenciado para projetos de pesquisas, foi utilizado. Assim, um arquivo IGES deveria ser gerado a partir do CAD da mesma, e importado para o Ansys. No Ansys a uma das extremidades seria determinada como fixa e na outra seria adicionado o carregamento. O próprio programa é capaz de calcular

o deslocamento da lâmina, quando o material da mesma é selecionado. Assim, também é possível determinar a rigidez do componente.

Esse processo foi o escolhido para o projeto, pois seria mais rápido e prático para obter os resultados. Desta forma, a rigidez encontrada para a lâmina foi de 26 N/mm na posição menos rígida (horizontal), 250,5 N/mm para a posição de rigidez intermediária (rotacionada em 45°) e 475 N/mm na posição de rigidez máxima (rotacionada em 90°).

3.5.2 Dimensionamento da barra de torção

A rigidez da barra de torção em série com a rigidez das duas lâminas determina a rigidez total do sistema. Como se trata de uma barra simétrica, onde a força em uma lamina é verticalmente positiva e a outra é verticalmente negativa, não haverá rotação no ponto médio da barra de torção. Assim, os cálculos de rigidez serão feitos para meia barra (SEWARD, 2014). Desta forma, a rigidez da barra estabilizadora é dada pela Equação 30 (RAO, 2008).

$$\frac{1}{K_{ARB_R}} = \frac{1}{K_{lam_E}} + \frac{1}{K_{bar}} + \frac{1}{K_{lam_D}} \quad (30)$$

Sendo:

- K_{ARB_R} é a rigidez da barra estabilizadora, [N/mm];
- K_{lam_E} é a rigidez da lamina esquerda, [N/mm];
- K_{lam_D} é a rigidez da lamina direita, [N/mm];
- K_{bar} é a rigidez da barra de torção, [N/mm].

Assim, como o valor de rigidez total é determinado pelo cálculo de característica dinâmica que o carro deve ter e a rigidez das lâminas era conhecida, já que as lâminas seriam aproveitadas de um projeto já existente, era possível encontrar a rigidez da barra de torção. A rigidez das laminas considerada foi de 250,5 N/mm, valor de rigidez média das lâminas, pois assim, o equipamento teria regulagem para mais ou menos rigidez em relação ao valor ótimo calculado de 18,2 N/mm. Desta forma, foram feitas manipulações na Equação 30 para que a rigidez da barra de torção ficasse isolado, conforme a Equação 31

$$K_{bar} = \frac{1}{\frac{1}{K_{ARB_R}} - \frac{1}{K_{lam_E}} - \frac{1}{K_{lam_D}}} \quad (31)$$

A rigidez ideal da barra calculada foi de 21,38 N/mm na posição intermediária das lâminas. Desta forma, foi possível determinar as dimensões que a barra de torção deve ter para gerar essa rigidez.

3.5.2.1 Dimensionamento da geometria da barra de torção

Segundo Mastura M. T.; Sapuan (2017), a rigidez de um eixo vazado sob torção é dado pela Equação 32.

$$K_{bar} = \frac{\pi \times G \times (D^4 - d_i^4)}{32 \times L_{bar} \times A_{lam}^2} \quad (32)$$

Onde:

- G é o módulo de cisalhamento do material, [MPa];
- D é o diâmetro externo da barra de torção, [mm];
- d_i é o diâmetro interno da barra de torção, [mm];
- L_{bar} é a metade do comprimento da barra de torção, [mm];
- A_{lam} é o comprimento da lâmina, [mm].

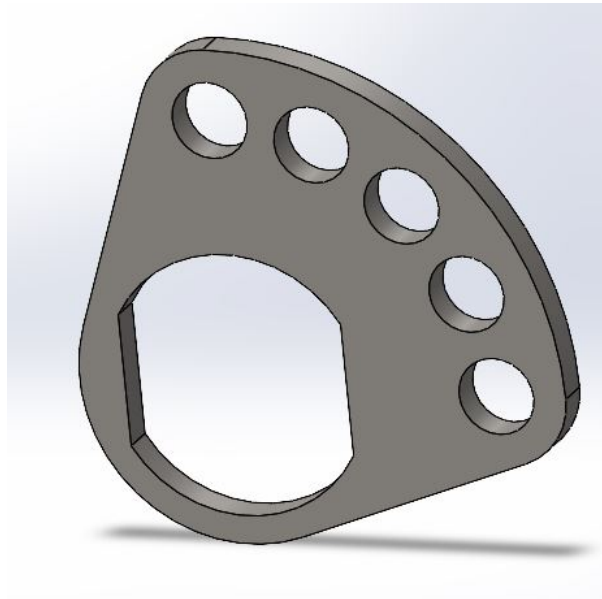
Dentre as variáveis da fórmula acima, o comprimento da barra e o comprimento da lâmina são valores fixos, pois eles são determinados pela largura máxima que a barra pode ter, de acordo com o espaço disponível no carro, e com o comprimento da lâmina já fabricada, respectivamente. Assim, para obter a rigidez necessária, de 160 N/mm, tubos comerciais foram considerados, pois assim, os diâmetros e o módulo de cisalhamento já seriam determinados.

Desta forma, fornecedores de tubos de Joinville foram contactados, e os tubos disponíveis foram analisados. Então, o tubo de aço AISI 1020 com 15,88 mm de diâmetro externo, 12,88 mm de diâmetro interno e 79300 MPa de módulo de cisalhamento foi selecionado. Apesar desse tubo gerar a rigidez de aproximadamente 33,5 N/mm, as configurações das lâminas permitem a barra estabilizadora alcançar a rigidez ótima calculada nos parâmetros dinâmicos do carro

3.5.3 Dimensionamento do suporte da lâmina

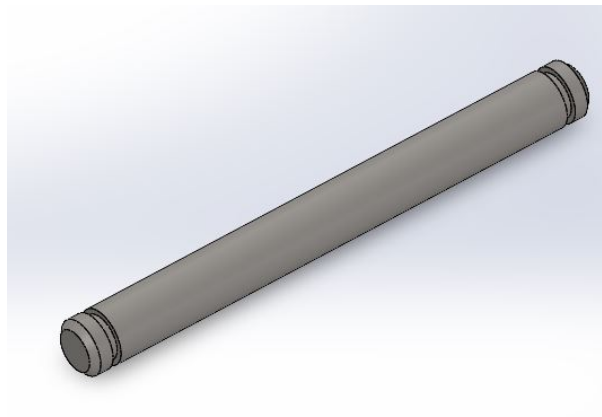
A rigidez das lâminas será regulada de acordo com a rotação dela, pois isso altera o momento de inercia de área da lâmina, aumentando a rigidez. Assim, a chapa de regulagem da barra estabilizadora de 2019 será usada, pois ela é capaz de regular a barra estabilizadora em 5 posições. É possível observar na Figuras 42 e 43 a geometria da chapa de regulagem e do pino de fixação da chapa, respectivamente.

Figura 42 – Geometria da chapa de regulagem da lâmina



Fonte: Autor (2024).

Figura 43 – Geometria do pino de fixação da chapa de regulagem

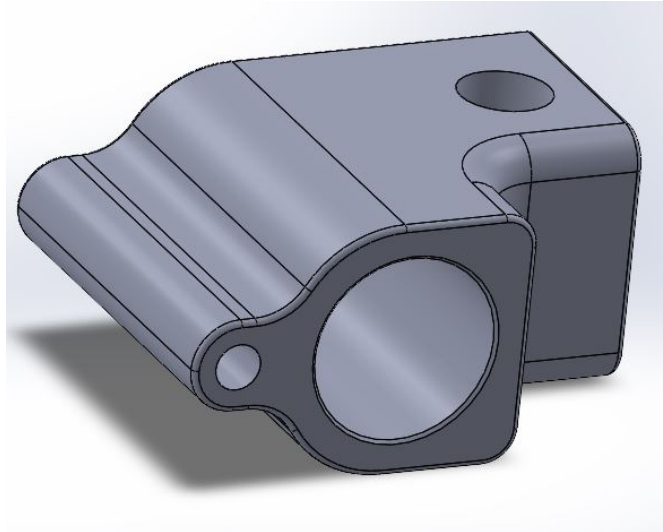


Fonte: Autor (2024).

A chapa de regulagem ilustrada na Figura 42 regula a rotação da lâmina em 5 posições em 90 graus de rotação. Ou seja, o ângulo de rotação entre as posições é de $22,5^\circ$.

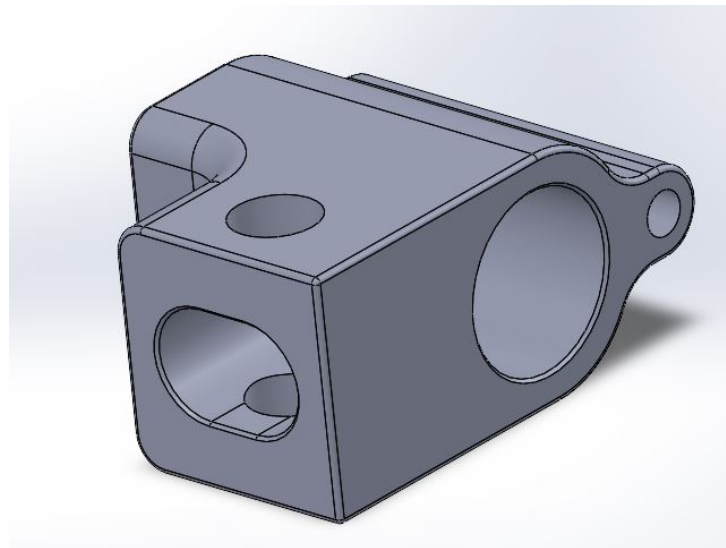
Como os equipamentos citados serão reaproveitados, o suporte da lâmina foi projetado pensando no uso deles. Além disso, para transmitir o movimento das lâminas para a barra de torção um inserto será usado no tubo. Desta forma, o suporte possuirá uma cavidade para que o inserto seja inserido, transmitindo o movimento pela interferência entre os dois componentes. Nas Figuras 44 e 45 é possível observar as vistas da geometria do suporte da lâmina.

Figura 44 – Geometria do suporte da lâmina



Fonte: Autor (2024).

Figura 45 – Geometria do suporte da lâmina - isométrica traseira



Fonte: Autor (2024).

Para que o suporte não se mova na direção axial em relação à barra de torção, o furo de 8 mm de diâmetro foi adicionado para que seja possível a fixação de um parafuso M8. Desta forma, o parafuso irá ser passante tanto em relação ao suporte, quanto em relação ao inserto, fixando os componentes.

O material inicialmente selecionado para o suporte é o aço AISI 8620 com tratamento térmico de revenimento. Esse material tem limite de escoamento de 814 MPa, sendo um valor bem alto quando comparado com 350 MPa do aço AISI 1020. Sendo assim, há maior margem de segurança em relação ao escoamento da peça

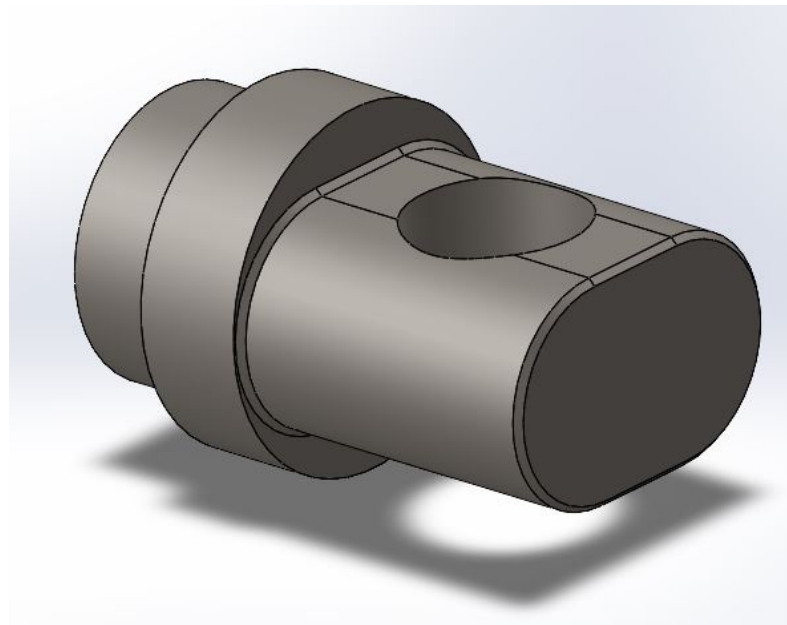
pelas tensões geradas, que serão averiguadas nas simulações numéricas do ANSYS.

3.5.4 Dimensionamento do inserto da barra de torção

O inserto será o componente que irá conectar o tubo de torção no suporte da lâmina. Assim, ele transmitirá a rotação do suporte para o tubo causando torção da barra de torção.

Para atender os requisitos mencionados, ele foi projetado para ser inserido no suporte da lâmina com a geometria prevista no suporte. Além disso, ele será inserido e soldado no tubo de torção. É possível observar na Figura 46 a geometria do inserto.

Figura 46 – Geometria do inserto da barra de torção

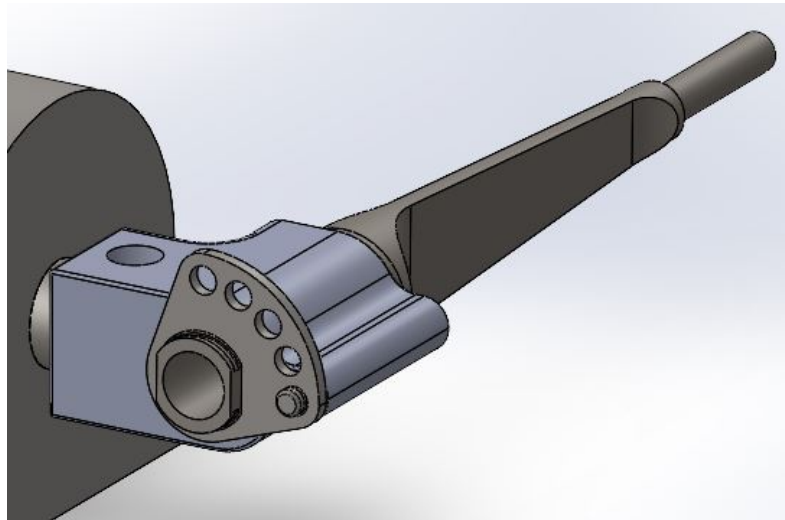


Fonte: Autor (2024).

O material inicialmente selecionada para a confecção deste componente foi o aço AISI 1045, devido a disponibilidade do material na oficina da equipe e o limite de escoamento ser de 450 MPa, sendo maior do que o do aço AISI 1020 que é de 350 MPa. Assim, há maior possibilidade do componente não escoar com picos de tensões inesperados.

É possível observar na Figura 47 a geometria do conjunto lâmina, suporte da lâmina e inserto no Solidworks.

Figura 47 – Geometria do conjunto da lâmina



Fonte: Autor (2024).

Conforme a Figura 47, os principais componentes da barra estabilizadora foram desenvolvidos. Assim, foi possível iniciar a simulação numérica estrutural no ANSYS.

4 RESULTADOS

4.1 SIMULAÇÃO ESTRUTURAL

Com o CAD dos componentes desenvolvidos, arquivos IGES e STEP foram gerados para as simulações estruturais. O objetivo das simulações é comparar os valores de rigidez com os calculados e verificar os valores de tensões do componente.

Para que a simulação fosse realizada, é necessária a definição das condições de contorno e dos materiais dos componentes.

4.1.1 Definição das condições

Nesta etapa foram definidos: a magnitude dos carregamentos, onde o carregamento será aplicado, os graus de liberdade dos componentes e qual a relação de contato entre as faces dos componente.

O deslocamento máximo da barra estabilizadora, que depende do deslocamento máximo da suspensão do carro em rolagem, era de 50 mm. Como o *Motion Ratio* da barra estabilizadora era de 1,4, ela terá um deslocamento máximo de 35,7 mm. Com a rigidez de 15 N/mm prevista no projeto, a força necessária será de aproximadamente 535 N. Assim, esse carregamento foi levado em consideração na simulação do ANSYS.

A força foi aplicada na extremidade da lâmina direita, onde seria fixada a conexão do equipamento ao balancim do carro. A extremidade da lâmina esquerda e a barra de torção foram definidos como suportes cilíndricos com deslocamento radial e axial fixos, com o grau de liberdade tangencial livre.

As conexões entre o suporte das lâminas com as lâminas e os insertos foram definidas como "sem separação". Já o contato entre os insertos e o tubo de torção foi definido como "ligadas"(do inglês *bonded*) e os mancais de rolamento foram definidos como fixos. Além disso, foram criados cilindros com a ferramenta *beam* para simular o pino de fixação da chapinha de regulagem e o parafuso M8 de fixação da barra de torção no suporte das lâminas.

4.1.2 Seleção dos materiais

Conforme os requisitos de projeto, os materiais selecionados para os componentes foram aço: AISI 1020, AISI 1045 e AISI 8620 (tratado termicamente). Desta forma, os valores de limite de escoamento, de coeficiente de Poisson, de módulo de elasticidade, de limite de escoamento e de limite de ruptura do material foram configurados no ANSYS conforme a Tabela 5.

Tabela 5 – Propriedades mecânicas dos materiais para simulação

Descrição	AISI 1020	AISI 1045	AISI 8620	Unidade
Coefficiente de Poisson	0,29	0,29	0,29	-
Módulo de elasticidade	186	206	205	GPa
Limite de escoamento	350	450	814	MPa
Limite de ruptura	420	585	958	MPa

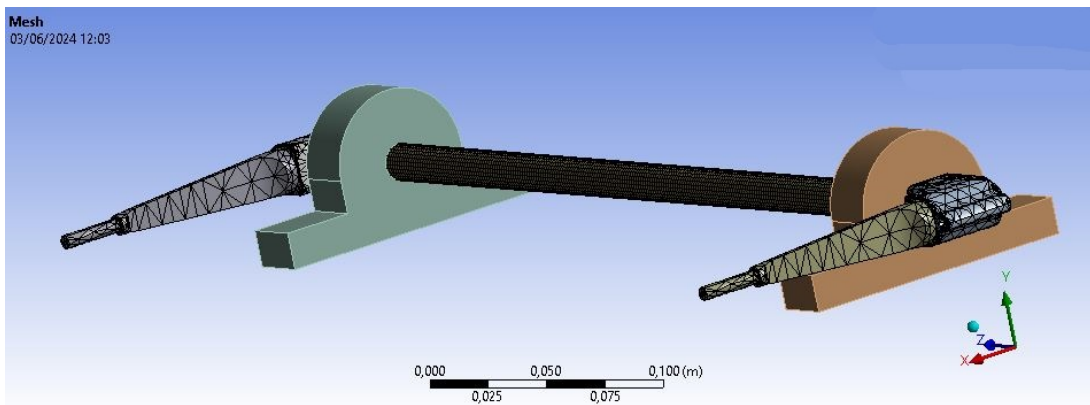
Fonte: Autor (2024).

Os componentes da barra estabilizadora foram configurados com os materiais definidos na Tabela 5.

4.1.3 Resultados das simulações

Com as configurações de condições de contorno e dos materiais dos componentes finalizadas, a malha da simulação foi gerada com 73745 nós e 21815 elementos. Na Figura 48 há a malha gerada.

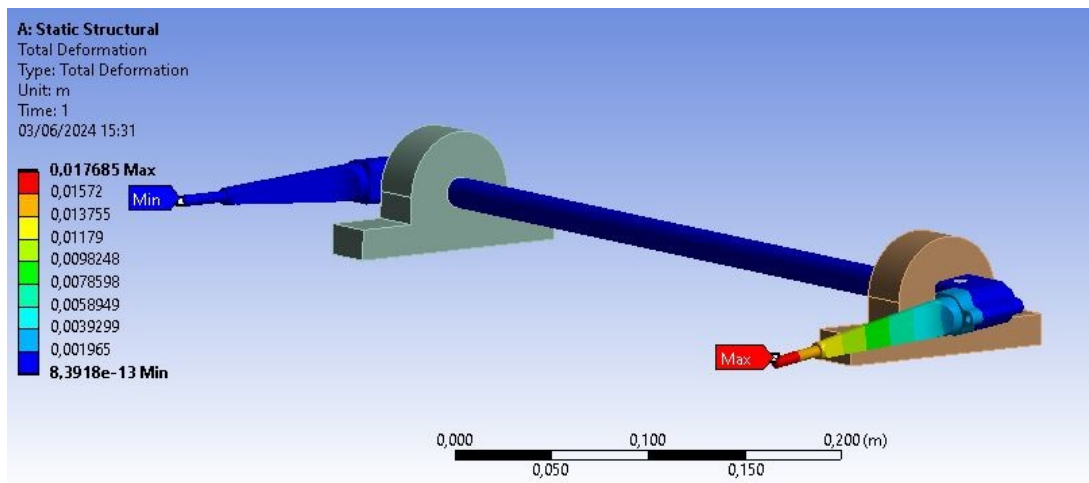
Figura 48 – Malha da barra estabilizadora para simulação



Fonte: Autor (2024).

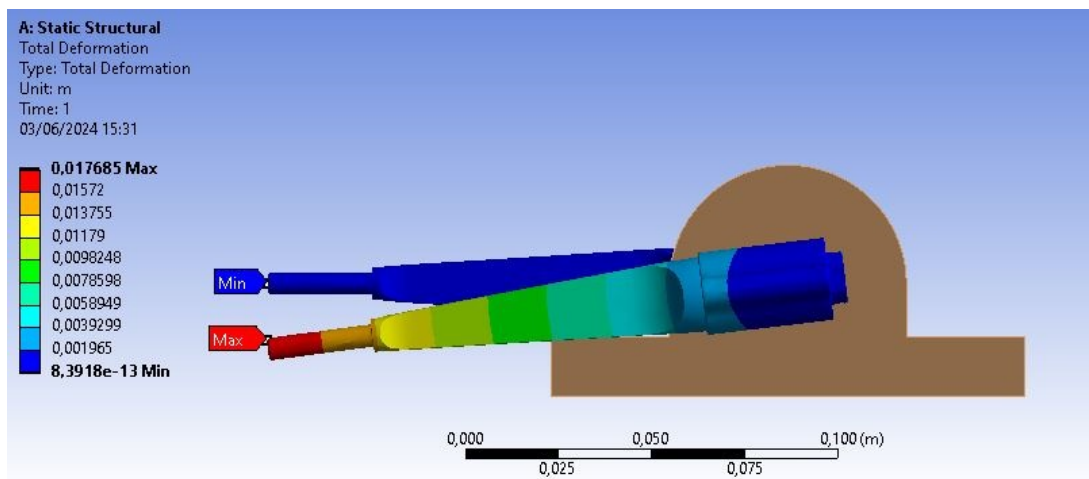
As simulações foram realizadas para a obtenção de dois parâmetros, o deslocamento e as tensões geradas na barra. É possível observar nas Figuras 49 e 50 o deslocamento da barra calculado pela simulação no ANSYS.

Figura 49 – Deslocamento da barra estabilizadora na simulação - vista isométrica



Fonte: Autor (2024).

Figura 50 – Deslocamento da barra estabilizadora na simulação - vista lateral



Fonte: Autor (2024).

Nas Figuras 49 e 50 a configuração da barra estabilizadora é a de maior rigidez, com as duas lâminas na vertical, porém foram realizadas simulações em todas as configurações de rigidez da barra estabilizadora. A rigidez do conjunto foi calculada utilizando a Equação 33.

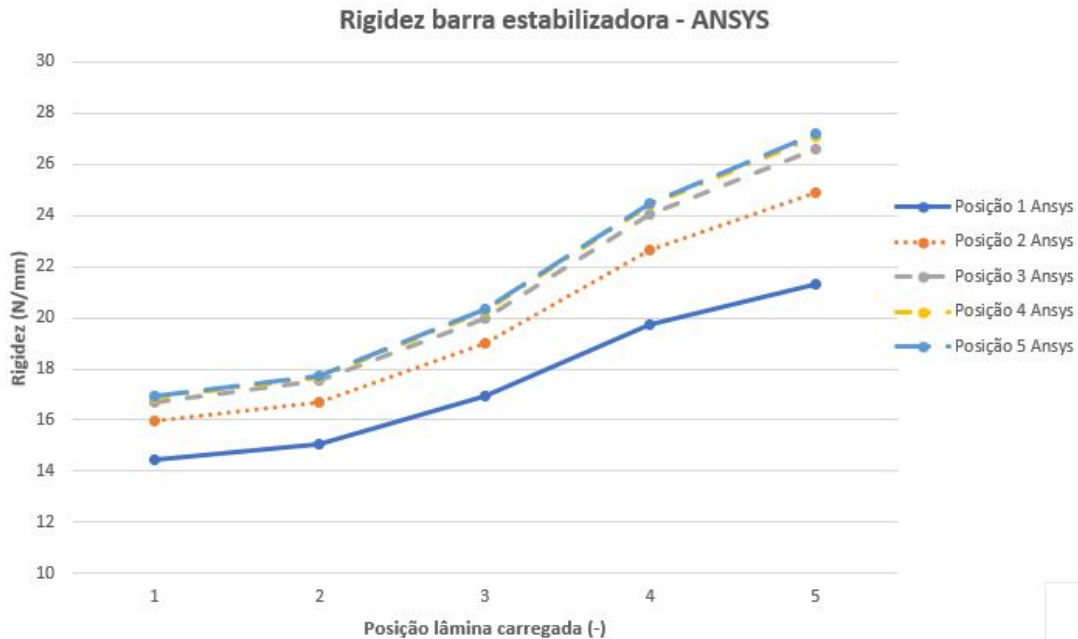
$$K_{sim} = \frac{P_{sim}}{z_{sim}} \quad (33)$$

Sendo:

- K_{sim} a rigidez da barra estabilizadora, [N/mm];
- P_{sim} o carregamento usado na simulação, [N];
- z_{sim} o deslocamento simulada, [mm].

Com os gráficos de rigidez calculados, o gráfico de rigidez da barra estabilizadora de acordo com a configuração da barra foi gerado, conforme a Figura 51.

Figura 51 – Gráfico de rigidez da barra estabilizadora - simulação

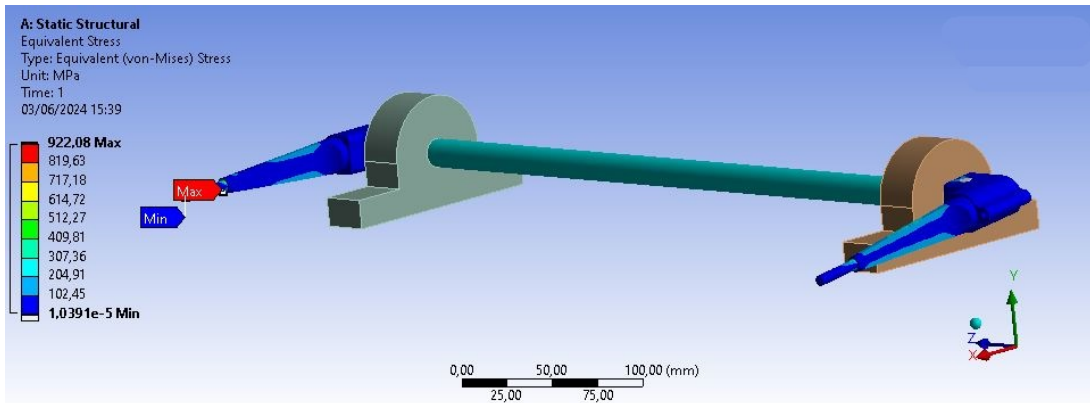


Fonte: Autor (2024).

Na Figura 51 o eixo horizontal representa a configuração da lâmina que está recebendo o carregamento. Assim, a posição menos rígida foi denominada de 1 e a mais rígida de 5. As diferentes linhas do gráfico representam a mudança da configuração da rigidez da lâmina fixa, que seguiram a mesma lógica da configuração da lâmina carregada, a posição menos rígida foi denominada de 1 e a mais rígida de 5.

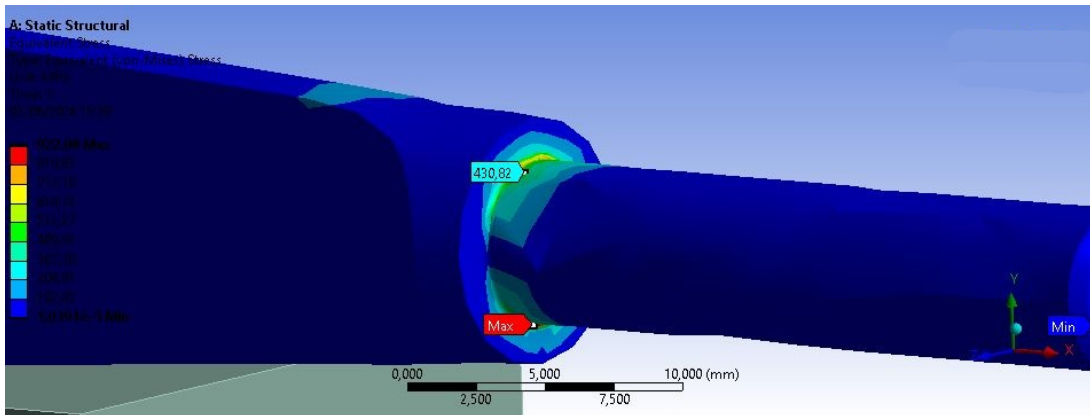
As diferentes configurações de rigidezes foram usadas para as simulações de tensões geradas no equipamento. Nas Figuras 52, 53 e 54 é possível observar as simulações de tensões da barra estabilizadora na posição mais rígida.

Figura 52 – Simulação de tensão gerada - vista isométrica



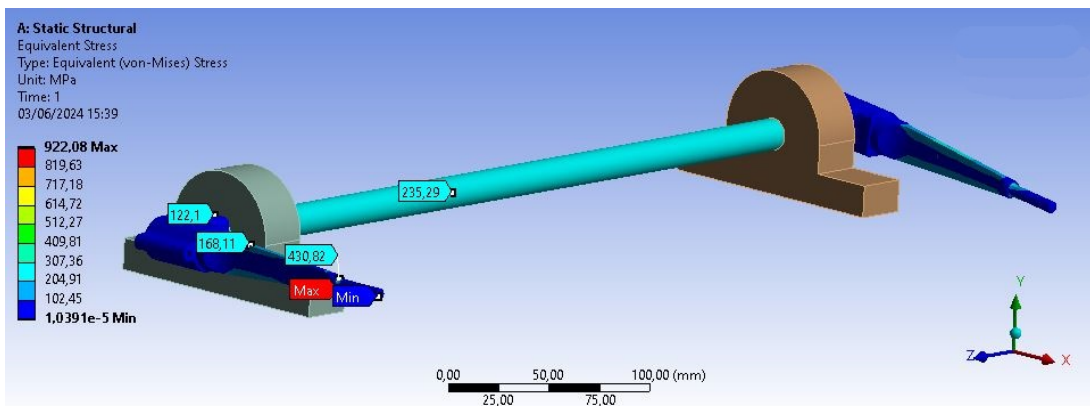
Fonte: Autor (2024).

Figura 53 – Simulação de tensão gerada - pico de tensão



Fonte: Autor (2024).

Figura 54 – Simulação de tensão gerada nos componentes



Fonte: Autor (2024).

Conforme a Figura 53, havia um pico de tensão em uma área concentradora de tensão da lâmina, porém quando analisados os valores de tensão imediatamente ao redor desse pico, a tensão encontrada é de 430 MPa. Assim, o valor de pico é irreal, pois é um ponto de singularidade e foi desconsiderado, já que é causado por conta da malha usada.

De acordo com a Figura 54, os valores de tensões nos componentes ficaram inferiores ao limite de escoamento do material. Desta forma, os componentes não irão escoar com os carregamentos gerados.

4.2 FABRICAÇÃO E MONTAGEM DO EQUIPAMENTO NO CARRO

Com a simulação finalizada, a etapa de manufatura dos componentes foi iniciada.

4.2.1 Inserto

Com os CAD do inserto finalizado e o material selecionado, o arquivo de extensão PARASOLID foi gerado e enviado para o Laboratório de Manufatura do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), para realizar a fabricação.

As peças foram usinadas em uma máquina CNC (Controle Numérico Computadorizado) para reduzir o tempo de fabricação e garantir conformidade com a geometria projetada.

4.2.2 Barra de torção

Para a fabricação da barra de torção, o tubo de aço AISI 1020 foi cortado, com o comprimento de 425 mm, na oficina da equipe com o uso de esmeriladeira com disco de corte.

4.2.3 Suporte da lâmina

Assim como os insertos, os suportes das lâminas foram usinados em uma máquina CNC. Após a usinagem, foi feito o tratamento térmico de revenimento para aumento das propriedades mecânicas.

4.2.4 Montagem geral

Primeiramente, a lâmina foi posicionada no suporte dela, e assim as chapas de regulagem foram fixadas com anéis elásticos. Nas Figuras 55, 56 e 57 é possível observar essa etapa de montagem.

Figura 55 – Montagem da chapa de regulagem



Fonte: Autor (2024).

Figura 56 – Montagem das lâminas



Fonte: Autor (2024).

Figura 57 – Montagem das lâminas - vista invertida



Fonte: Autor (2024).

Os conjuntos de lâminas foram posicionados na barra de torção e fixados com parafusos allen M8 com porcas auto travantes de nylon. Além disso, foram usados mancais comerciais com diâmetros internos compatíveis com a barra de torção, para a fixação do equipamento no chassi. É possível observar na Figura 58 a barra estabilizadora montada.

Figura 58 – Montagem da barra estabilizadora



Fonte: Autor (2024).

O equipamento da Figura 58 foi montado no carro e fixado por 4 parafusos M12. Além disso, terminais rotulares M6 machos e fêmeas foram usados para conectar as lâminas nos balancins. É possível observar nas Figuras 59 e 60 a barra estabilizadora montada no carro.

Figura 59 – Barra estabilizadora montada no carro



Fonte: Autor (2024).

Figura 60 – Barra estabilizadora montada no balancim



Fonte: Autor (2024).

4.3 VALIDAÇÃO

Para a validação do projeto, foram realizados testes dinâmicos e testes estáticos. O teste dinâmico tem como objetivo quantificar a melhora do desempenho do carro em provas dinâmicas. Já o teste estático tem como objetivo verificar a rigidez efetiva do equipamento com a rigidez calculada no projeto.

Além disso, foi comparado os tempos de voltas oficiais na prova dinâmica Skidpad do carro de 2022 com o de 2023 (utilizando a barra estabilizadora) na competição nas competições Fórmula SAE de 2022 e 2023.

4.3.1 Testes dinâmicos

Neste teste o carro foi levado para o Kartódromo Internacional de Joinville, pois as condições de pistas são parecidas com as condições do autódromo Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo, onde ocorre a competição Fórmula SAE.

Com o mesmo traçado, foram feitos 4 testes:

- Com a barra estabilizadora na posição mais rígida;
- Com a barra estabilizadora na posição de rigidez intermediária;
- Com a barra estabilizadora na posição menos rígida;
- Sem a barra estabilizadora.

O procedimento em cada um dos testes foi: uma volta de aquecimento, duas voltas rápidas e uma volta de resfriamento do equipamento e volta ao box (não cronometrada). Em todos os testes, as demais configurações do carro, como pressão de pneus e ângulo de cambagem, por exemplo, permaneceram os mesmos.

Devido à limitação do tempo de pista, os resultados dos testes foram obtidos pelos tempos de volta com uso do cronômetro CASIO HS-70W e registrados em uma planilha. É possível observar na Tabela 6 os resultados de tempo de volta obtidos no teste dinâmico.

Tabela 6 – Resultado do teste dinâmico

Config. barra estabilizadora	1ª volta (s)	2ª volta (s)	3ª volta (s)
Posição 1 (menor rigidez)	56,164	46,165	47,247
Posição 3 (rigidez intermediária)	52,023	52,000	47,589
Posição 5 (máxima rigidez)	51,738	47,523	-
Desconectada	63,651	47,763	48,323

Fonte: Autor (2024).

Conforme a Tabela 6, os tempos de volta com o uso da barra estabilizadora foram mais baixos do que sem ela.

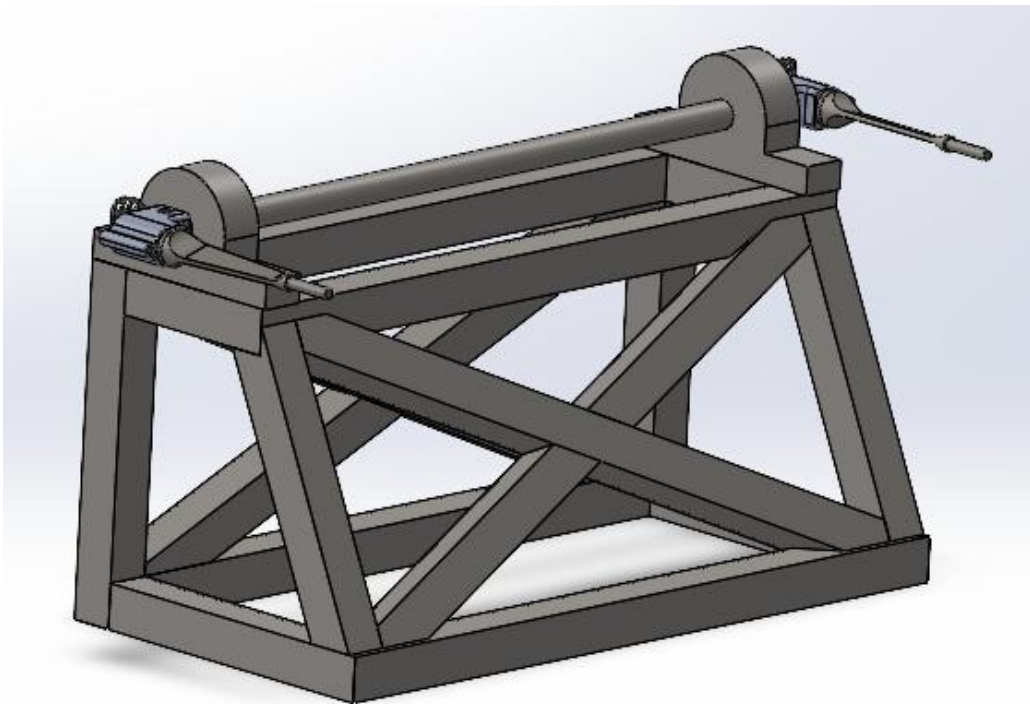
4.3.2 Testes estáticos

Para este teste foi necessário desenvolver uma bancada capaz de fixar uma das lâminas de uma das extremidades da barra estabilizadora e de adicionar um carregamento conhecido na outra lâmina. Além disso, com a aplicação dessas forças, seria necessário a medição do deslocamento total da barra, para em seguida realizar o cálculo de rigidez real da barra. Desta forma, a bancada deveria ser rígida o suficiente para não deformar, influenciando nos resultados do teste.

4.3.2.1 Projeto conceitual bancada de teste

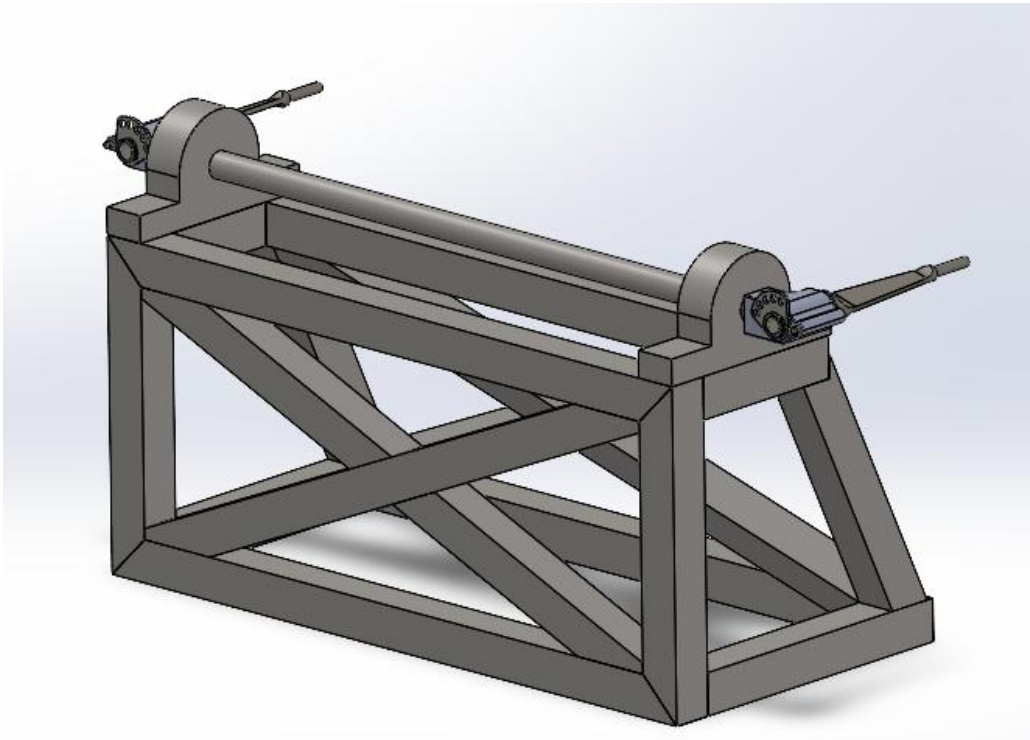
O projeto conceitual começou com o CAD (Projeto Auxiliado por Computador, do inglês *Computer-Aided Design*) no programa Solidworks 2022, licenciado pela equipe Fórmula CEM. Nesta etapa, foi considerado que os mancais deveriam ficar o mais próximo das lâminas possível, para evitar a flexão da barra quando a carga fosse aplicada. Além disso, para determinar a geometria do equipamento, foram levadas em consideração as matérias primas disponíveis na oficina da equipe Fórmula CEM. Nas Figuras 61 e 62 é possível observar a geometria conceitual da bancada.

Figura 61 – Geometria conceitual da bancada de teste - vista frontal



Fonte: Autor (2024).

Figura 62 – Geometria conceitual da bancada de teste - vista traseira



Fonte: Autor (2024).

No projeto das figuras acima, a matéria prima selecionada foram tubos de aço AISI 1020 com 25 x 25 x 1,2 mm. Assim, o processo de união usado foi a solda TIG.

4.3.2.2 *Manufatura da bancada de teste*

Os tubos foram cortados na oficina da equipe e preparados para a solda. As Figuras 63 e 64 ilustram a etapa de corte dos tubos e os mesmos depois de cortados.

Os tubos da Figura 64 passaram por processo de limpeza das superfícies que seriam soldadas com o uso de escova de aço. Logo após foram posicionados na morsa para serem soldados, de acordo com a Figura 65.

Figura 63 – Preparação para o corte dos tubos da bancada de teste



Fonte: Autor (2024).

Figura 64 – Tubos cortados para manufatura da bancada de teste



Fonte: Autor (2024).

Figura 65 – Tubos posicionados na morsa



Fonte: Autor (2024).

Conforme a Figura 65, um esquadro magnético foi usado para garantir o posicionamento dos tubos para a solda. Esse esquadro foi usado em diversas etapas da manufatura, conforme as Figuras 66 e 68.

Figura 66 – Soldagem da bancada de teste



Fonte: Autor (2024).

Figura 67 – Quadro traseiro da bancada de teste



Fonte: Autor (2024).

Na Figura 67 há o quadro traseiro da bancada de teste com os cordões de solda prontos. Assim, as demais estruturas foram feitas a partir dele, conforme a Figura 68.

Figura 68 – Adição de tubos no quadro traseiro da bancada de teste



Fonte: Autor (2024).

Desta forma, a bancada de teste teve a estrutura base confeccionada, conforme as Figuras 69 e 70. Assim, apenas faltava apenas fabricar o suporte do *dummy dumper* e fabricar a fixação do mancal de rolamento da barra estabilizadora.

Figura 69 – Estrutura base bancada de teste



Fonte: Autor (2024).

Figura 70 – Estrutura base bancada de teste - vista traseira



Fonte: Autor (2024).

Para a fixação do *dummy dumper*, um tubo foi adicionado na extremidade inferior da bancada, com chapas furadas de fixação. Já para os mancais de rolamento, foram soldados 4 parafusos M10 na superfície superior, conforme a Figura 71. É possível observar na Figura 72 a bancada de testes montada com a barra estabilizadora.

Figura 71 – Parafusos para fixação dos mancais na bancada



Fonte: Autor (2024).

Figura 72 – Bancada de testes montada com barra estabilizadora

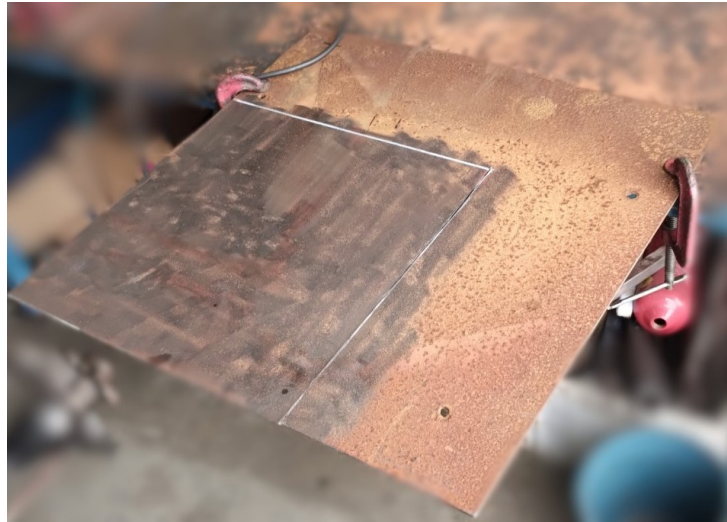


Fonte: Autor (2024).

4.3.2.3 *Manufatura do suporte da bancada de teste*

O carregamento da barra estabilizadora seria feito por meio de anilhas. Assim, houve a necessidade da fabricação de um suporte capaz de suportar o peso das anilhas e se conectar na extremidade da lâmina que será carregada. Desta forma, uma chapa de aço AISI 1020 de 3 mm de espessura foi preparada e cortada em 40 x 40 cm, conforme a Figura 73.

Figura 73 – Preparação da chapa do suporte



Fonte: Autor (2024).

Após o corte da chapa, um tubo de aço AISI 1020 de 15,88 mm de diâmetro externo e de 1,5 mm de espessura de parede, usado na suspensão do carro de 2022, foi usado para conectar a chapa à lâmina. É possível observar na Figura 74 o tubo e a chapa do suporte cortada.

Figura 74 – Itens do suporte



Fonte: Autor (2024).

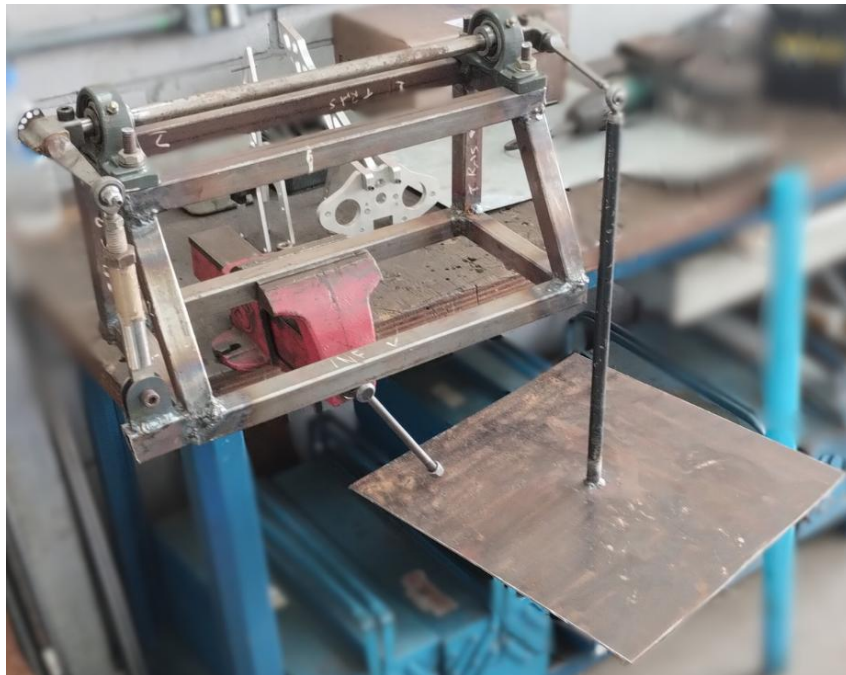
O tubo do suporte foi soldado no centro da chapa. Nas Figuras 75 e 76 é possível observar o suporte finalizado e a bancada de teste finalizada, respectivamente.

Figura 75 – Suporte finalizado



Fonte: Autor (2024).

Figura 76 – Bancada de teste finalizada



Fonte: Autor (2024).

4.3.2.4 Realização dos testes estáticos

A rigidez do conjunto será medida com o uso de um relógio comparador, que estava devidamente calibrado, na extremidade da lâmina carregada. Esse relógio foi disponibilizado pelo Laboratório de Metrologia e Qualidade Industrial do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). É possível notar nas Figuras 77 e 78 a bancada de teste montada com carregamento das anilhas e o posicionamento do relógio comparador, respectivamente.

Figura 77 – Bancada de teste montada com carregamento das anilhas



Fonte: Autor (2024).

Figura 78 – Posicionamento do relógio comparador



Fonte: Autor (2024).

Durante os testes foi possível observar a flexão dos componentes da barra estabilizadora, de acordo com as Figuras 79 e 80.

Figura 79 – Flexão da lâmina fixa



Fonte: Autor (2024).

Figura 80 – Barra estabilizadora com flexão



Fonte: Autor (2024).

O cálculo da rigidez da barra estabilizadora foi calculado utilizando a Equação 34.

$$K_{teste} = \frac{P_{sup} + P_{anilha}}{|z_1 - z_2|} \quad (34)$$

Sendo:

- K_{teste} a rigidez da barra estabilizadora, [N/mm];
- P_{sup} o peso do suporte, [N];
- P_{anilha} o peso total das anilhas, [N];
- z_1 a posição inicial medida pelo relógio comparador, [mm];
- z_2 a posição final medida pelo relógio comparador, [mm].

Nos testes foram usadas duas anilhas de 10 kg e uma anilha de 15 kg. Além disso o suporte foi de 4 kg, medido em uma balança. Assim, o peso total do carregamento será de 382,59 N.

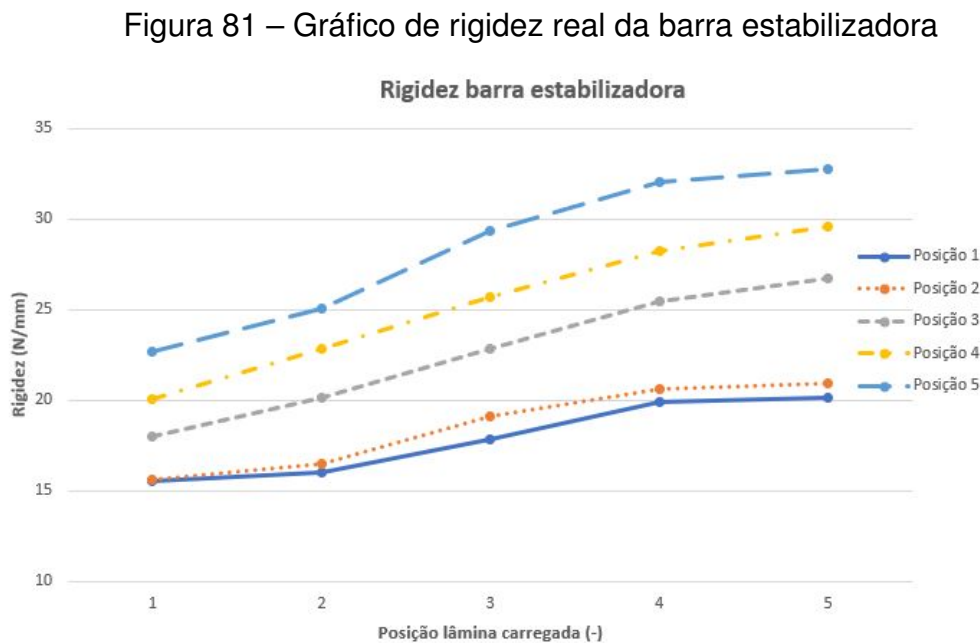
Os testes foram feitos para todas as posições de ajuste da barra estabilizadora. Primeiramente, a lâmina fixa foi configurada na posição de menor rigidez, denominada de posição 1, assim como a lâmina carregada. Logo após, foi medida a posição do

relógio comparador com a lâmina sem sofrer carregamento, e também ao adicionar o carregamento.

Com a medição finalizada, a lâmina carregada será configurada com o ajuste seguinte, para aumentara rigidez, repetindo todo o procedimento até finalizar a medição da posição 5, configuração de rigidez máxima da lâmina. Em seguida, a lâmina fixa será configurada no ajuste seguinte e a lâmina carregada na posição 1.

4.3.2.5 Resultados dos testes estáticos

Após todas as medições realizadas, os cálculos de rigidez foram feitos e um gráfico de rigidez da barra estabilizadora, de acordo com a configuração das lâminas foi gerado, conforme a Figura 81.

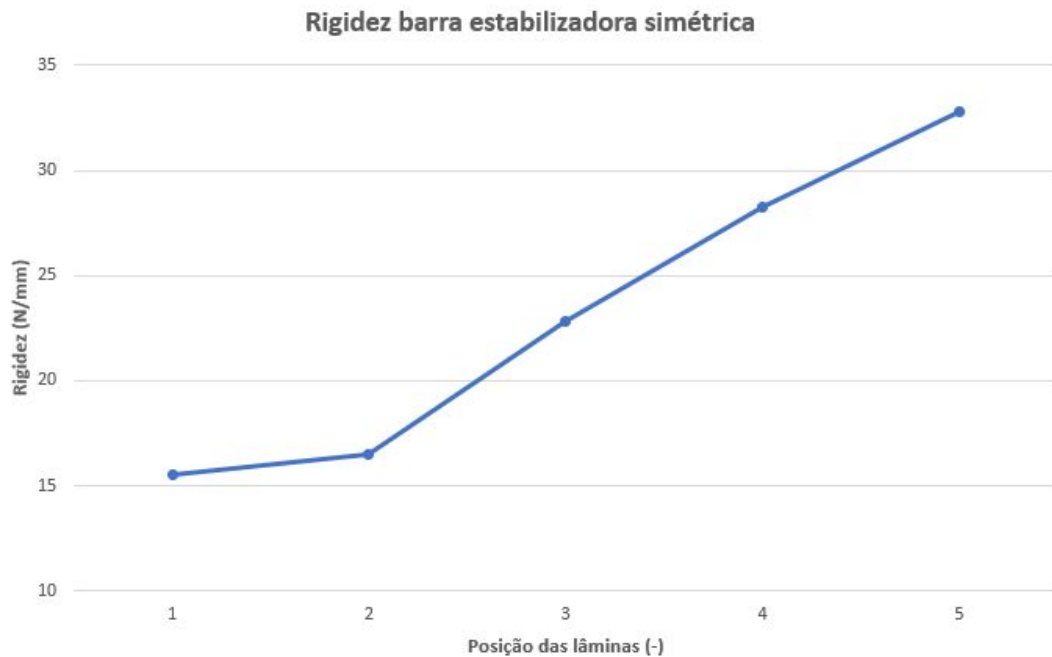


Fonte: Autor (2024).

Na Figura 81, o eixo horizontal é a posição da lâmina carregada, começando na posição 1, de menor rigidez, até a posição 5, de maior rigidez. Já as linhas estão do gráfico representam os valores de rigidez da barra estabilizadora para cada configuração da lâmina fixa, conforme a legenda no canto direito da figura. As configurações da lâmina fixa seguem o mesmo padrão da lâmina carregada.

Além disso, foi gerado um gráfico com a rigidez real da barra estabilizadora com apenas configurações simétricas de lâminas, conforme a Figura 82. Ou seja, lâmina fixa na posição 3 com lâmina carregada na posição 3, por exemplo.

Figura 82 – Gráfico de rigidez real da barra estabilizadora - simétrica

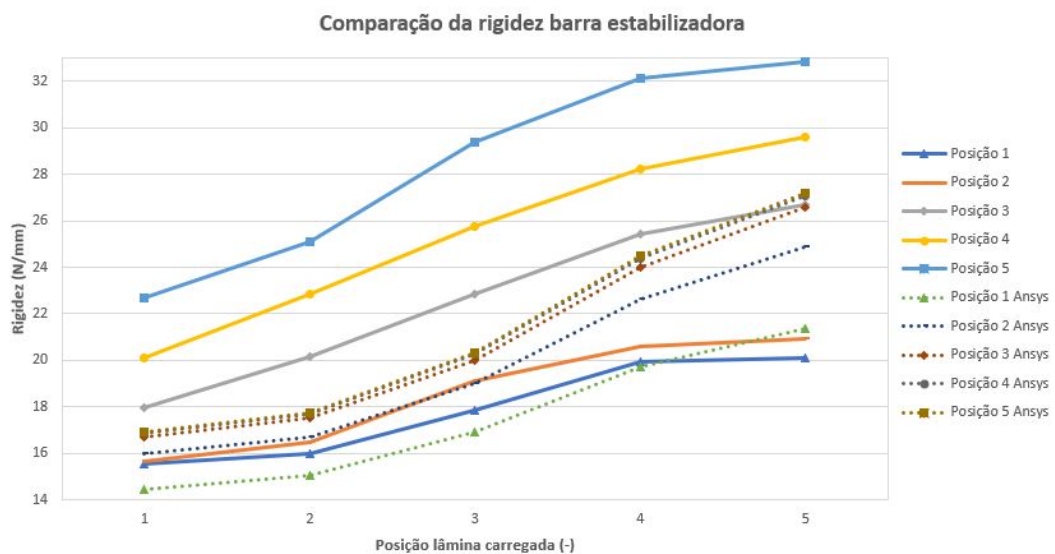


Fonte: Autor (2024).

Conforme a Figura 82, mesmo com a barra estabilizadora com configurações simétricas, a variação de rigidez não é linear.

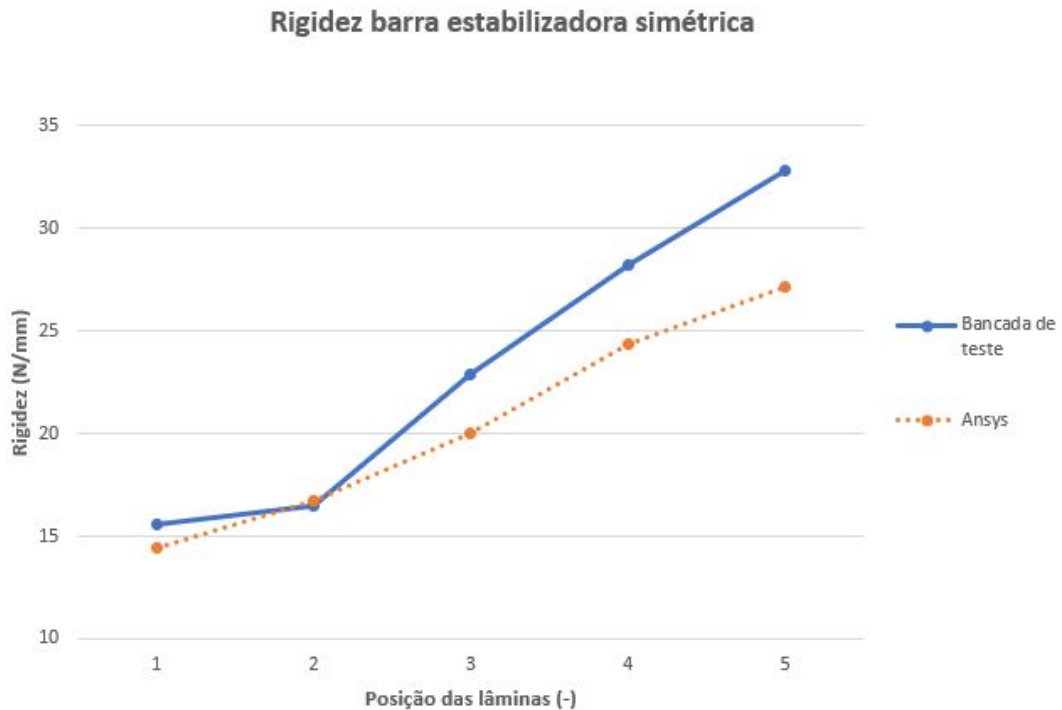
Com a obtenção dos resultados dos testes de bancada, gráficos foram gerados para comparar os valores de rigidez estimados pela simulação, conforme as Figuras 83 e 84.

Figura 83 – Gráfico de rigidez da barra estabilizadora - real e simulada



Fonte: Autor (2024).

Figura 84 – Gráfico de rigidez da barra estabilizadora em configurações simétricas- real e simulada



Fonte: Autor (2024).

Conforme as Figuras 83 e 84, os valores obtidos nos testes estão de acordo com os estimados pela simulação numérica no Ansys. As diferenças entre a rigidez dos testes e a rigidez da simulação estão relacionadas: aos erros de precisão do equipamento de medição, as folgas nas conexões da barra estabilizadora, e nos diferentes posicionamentos do ponto de medição na barra estabilizadora ao mudar a configuração das lâminas.

4.3.3 Resultados do *skidpad* na competição

Segundo SAE Brasil (2022), o tempo de volta da Equipe Fórmula CEM na prova dinâmica *skidpad* na competição FSAE Brasil de 2022 foi de 7,16 s. Já em 2023, com a adição da barra estabilizadora, o tempo de volta reduziu para 5,92 s (SAE BRASIL, 2023c).

Desta forma, houve a redução de 17,32 % do tempo de volta com a implementação da barra estabilizadora, associada também as diferentes condições de pista, aumentando a pontuação de 3,5 para 46 pontos nessa prova. Assim, a classificação da equipe subiu de 14^º para 7^º no *skidpad* (SAE BRASIL, 2023c).

5 CONCLUSÕES

A Fórmula SAE é uma categoria de protótipos de carros modelos fórmula criados por equipes universitárias. A equipe Fórmula CEM, participante do FSAE, havia a necessidade de melhorar o desempenho do carro nas provas dinâmicas para a competição de 2023, pois perdeu muitos pontos nessas provas em 2022. A melhora do desempenho do carro estava diretamente relacionada com a redução do comportamento sub-esterçante do carro.

Após realizada a revisão bibliográfica, foi definido que a adição de uma barra estabilizadora na suspensão traseira do carro foi a melhor solução. Esse equipamento influencia na aderência dos pneus, pois controla a transferência de carga do carro. Dentre os modelos de barra estabilizadora, a melhor opção foi a do tipo *U* com regulagem, pois pode ser configurada para pilotos de estilos de pilotagem diferentes, atende as limitações de espaço do chassi e era possível aproveitar componentes de uma barra estabilizadora fabricada para o carro de 2019 da equipe.

Por conta das características cinemáticas e requisitos de desempenho dinâmico do carro, a rigidez ideal da barra estabilizadora para a redução do comportamento sub-esterçante é de 18,2 N/mm, conforme o projeto conceitual. Porém, esse valor irá depender das condições de aderência dos pneus na pista, assim como do estilo de pilotagem do piloto. Assim, durante o projeto preliminar foram definidas as dimensões geométricas da barra de torção com tubo de aço AISI 1020 com 425 mm de comprimento, 15,88 mm de diâmetro externo e 1,5 mm de parede atendeu o valor de rigidez desejado. Além disso, foram fabricados insertos de aço AISI 1045 e suporte da lâmina de aço AISI 8620, permitindo o uso das lâminas de regulagem da barra estabilizadora de 2019.

Os resultados das simulações numéricas no ANSYS confirmaram a conformidade do projeto detalhado com os requisitos dinâmicos do carro, permitindo o início do processo de fabricação. Os testes dinâmicos confirmaram a melhora do desempenho do carro com o uso da barra estabilizadora, pois os tempos de volta no kartódromo foram mais baixos em relação aos tempos de volta sem ela, principalmente com as configurações de rigidez mais próximas das rigidez ideal calculada. Já os testes estáticos validaram a rigidez do equipamento do carro em relação aos cálculos realizados e em relação à simulação.

A implementação desse equipamento permitiu a redução de 17,32 % no tempo de volta do carro da equipe no *skidpad* na competição FSAE de 2023 em relação à 2022. Desta forma, equipe aumentou a pontuação na prova, de 3,5 para 46 pontos, melhorando a classificação de 14^o para 7^o no *skidpad*.

A possibilidade do ajuste da rigidez da barra dentro cabine do piloto é uma sugestão para projetos futuros. Isso permitirá ajustes mais rápidos, realizados pelo próprio piloto que poderá realizar diversas mudanças das configurações durante a mesma volta, otimizando o desempenho do carro.

Desta forma, todos os objetivos específicos foram realizados, permitindo assim, a realização do projeto e a fabricação de uma barra estabilizadora para a melhora do desempenho da Equipe Fórmula CEM na competição de FSAE.

REFERÊNCIAS

- BACK N.; OGLIARI, A. D. A. d. S. J. C. **Projeto integrado de produtos: Planejamento, concepção e modelagem**. 1. ed. São Paulo: Editora Manole, 2008.
- BHARANE P.; TANPURE, K. P. A. K. G. Design, analysis and optimization of anti-roll bar. **Journal of engineering research and applications**, v. 4, n. 4, p. 137–140, 2014.
- CABRAL N. E. S.; Sá, M. B. R. J. L. V. B. B. L. Projeto de um sistema de suspensão para um veículo tipo fórmula sae elétrico. **The journal of engineering and exact sciences**, v. 5, n. 4, p. 7, 2019.
- CARPINTEIRO, J. E. P. **Desenvolvimento do sistema de suspensão para o carro IFS03EE**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa, 2019.
- FÓRMULA CEM - UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA. **Desenvolvimento de produto – Dinâmica veicular aplicada ao projeto do protótipo fórmula SAE 2018 da Equipe Fórmula CEM**. Joinville, 2018. 65 p.
- MACHÁCEK, T. **Design of vehicle suspension stabilizer**. Dissertação (Faculty of Mechanical Engineering Institute of Automotive Engineering) — Brno University Of Technology, Brno, 2013.
- MASTURA M. T.; SAPUAN, S. M. M. M. R. N. A. A. Development of an automotive anti-roll bar: a review. **Journal of the society of automotive engineers Malaysia**, v. 1, n. 1, p. 63–81, 2017.
- MENEZES, L. B. **Estudo no desenvolvimento de suspensão duplo "A" e aplicação em veículo de classe fórmula SAE**. TCC(Graduação) — Universidade Federal de Santa Catarina. Campus Joinville. Bacharelado Interdisciplinar em Mobilidade., Joinville, 2016.
- MILLIKEN, W. F. M. D. L. **Race vehicle dynamics**. Warrendale, Estados Unidos: SAE International, 1995.
- MOTORSPORTIMAGES.COM. **German GP: Lotus 49 rear suspension, wheel, engine, gearbox detail**. United Kingdom, 2024. Disponível em: <https://www.motorsportimages.com/photo/1017678475-german-gp/1017678475/?search=germany%201967&p=47>. Acesso em: 10 mai. 2024.
- NICOLAZZI L. C.; ROSA E.; LEAL, L. C. M. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Santa Catarina, Brasil: GRANTE Departamento de Engenharia Mecânica UFSC, 2012.
- NÚCLEO DE DESENVOLVIMENTO INTEGRADO DE PRODUTOS. **Modelo PRODIP**. Santa Catarina, 2024. Disponível em: <https://nedip.ufsc.br/sessao/modelo-prodip-1>. Acesso em: 25 mai. 2024.
- OPTIMUMG. **Advanced vehicle dynamics applied to race car design development**. Colorado: Elaborado pelo autor, 2022.

OPTIMUMG. **Data-driven performance engineering seminar**. Colorado: Elaborado pelo autor, 2022.

RACECARDYNAMICS.COM. **A discussion on steady-state lateral weight transfer and how to use it in setup**. [S.l.], 2015. Disponível em: <https://racingcardynamics.com/weight-transfer/>. Acesso em: 25 nov. 2023.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. Av. Ermano Marchetti, 1435, São Paulo, São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2008.

SEGERS, J. **Analysis techniques for racecar data acquisition**. 2. ed. Warrendale: SAE International, 2014.

SEGERS, J. **Motorsport performance engineering seminar**. São Paulo: Elaborado pelo autor, 2022.

SEWARD, D. **Race car design**. 1. ed. 175 Fifth Avenue, New York, NY 10010: Palgrave Macmillan, 2014.

SMITH, C. **Tune to win: The art and science of a race car development and tuning**. 1. ed. 329 West Aviation Road, Fallbrook, CA 92028: Aero Publishers, INC, 1978.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **Resultados 18ª Competição Fórmula SAE BRASIL: Classificação geral**. [S.l.], 2022. Disponível em: https://saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2021/09/FSAEB_2022_Classificacao_Combustao_21-08-2022.pdf. Acesso em: 29 nov. 2023.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **Formula SAE BRASIL: O que é?** [S.l.], 2023. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil/>. Acesso em: 29 nov. 2023.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **Formula SAE Rules 2023**. [S.l.], 2023. v. 2.0, 130 de 139 p. Disponível em: <https://www.fsaeonline.com/cdsweb/gen/DownloadDocument.aspx?DocumentID=96d652ca-a506-444e-917a-dbf695321ab3>. Acesso em: 29 nov. 2023.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **Resultados 19ª Competição Fórmula SAE BRASIL: Classificação geral**. [S.l.], 2023. Disponível em: https://saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2022/09/FSAEB2023_Classificacao_Final_Combustao_2023-08-15.pdf. Acesso em: 27 mai. 2024.

TORQUE.COM. **What does your car's anti-roll bar do?** Singapore, 2019. Disponível em: <https://www.torque.com.sg/features/what-does-your-cars-anti-roll-sway-bars-do/>. Acesso em: 10 mai. 2024.