

Determinação da Rigidez Torcional de um Protótipo de Competição Baja SAE com Método dos Elementos Finitos e Validação Experimental

Leandro Theodoro ¹  orcid.org/0000-0003-3341-1669

George Azevedo ¹  orcid.org/0000-0002-6194-5353

¹ Escola Politécnica de Pernambuco, Universidade de Pernambuco, Recife, Brasil.

E-mail do autor principal: Leandro Theodoro leandro.thr@gmail.com

Resumo

A rigidez torcional é o principal parâmetro de desempenho da estrutura veicular, sendo sua correta determinação um dos principais desafios da indústria automotiva e automobilística, ela tem influência direta no conforto, dinâmica veicular e segurança dos ocupantes. Este artigo visa sua determinação para um protótipo de competição Baja SAE, onde ganha ênfase já que o mesmo é sujeito a situações extremas de uso durante a transposição de obstáculos. É de grande complexidade obter valores por meios analíticos convencionais, por isso utilizou-se um modelo computacional de elementos finitos com sua posterior experimentação por meio de uma bancada de testes buscando reproduzir condições análogas às utilizadas em ambiente virtual. Foi possível concluir a coerência da metodologia empregada, tendo em vista a divergência de 4,46% entre o modelo numérico e o experimental, provando a confiabilidade para utilização do modelo em elementos finitos em aplicações semelhantes.

Palavras-Chave: Elementos Finitos; Veículo de competição; Baja; Rigidez Torcional;

Abstract

Torsional stiffness is the main performance parameter of the vehicle structure, and its correct determination is one of the main challenges of the automotive and automobile industry, it has a direct influence on the comfort, vehicle dynamics and occupant safety. This article aims to determine this parameter for a Baja SAE competition prototype, where it gains emphasis since it is subject to extreme situations of use during the overcoming of obstacles. It is of great complexity to obtain values by conventional analytical means, and that is why a computational model of finite elements was used with its subsequent experimentation through a test bench seeking to reproduce conditions analogous to those used in a virtual environment. It was possible to conclude the consistency of the methodology used, in view of the 4.46% divergence between the numerical and the experimental model, proving the reliability for using the finite element model in similar applications.

Key-words: Finite Elements; Competition vehicle; Baja; Torsional Stiffness

1 Introdução

É correto afirmar que o chassi pode ser definido como a estrutura de base de um motor, ou como a

estrutura base onde o veículo foi construído. Nesse sentido, constitui a espinha dorsal do veículo e o mantém unido. Além disso, forma a célula de sobrevivência para os ocupantes [1]. O protótipo Baja

DOI: 10.25286/rep.v5i4.1281

é manufaturado com uma estrutura constituída inteiramente por perfis tubulares de aço SAE 1020 unidos através do processo de soldagem, tornando-o prático e com menor custo de produção. A disposição dos tubos foi definida por questões ergonômicas, restrições do regulamento da competição Baja SAE Brasil [2] e alocação dos subsistemas do veículo, como apresentado na Figura 1, onde são mostrados a localização de componentes relevantes para o entendimento deste texto.

Protótipos de competição Baja SAE levam em consideração aspectos semelhantes de construção e projeto de veículos de uso urbano. Um destes fatores é a rigidez à torção, comumente referida como "rigidez torcional". Este parâmetro influencia diretamente o comportamento dinâmico do veículo, já que define sua capacidade de manter a posição relativa dos pontos de suspensão de cada roda invariáveis uns aos outros, mantendo assim as características projetadas de movimento dos links de suspensão [3]. Assim como, tem influência no conforto do condutor e demais ocupantes, já que quanto maior os valores de rigidez do chassi, mais altas serão as frequências de ressonância do mesmo. Evitando que excitações vibracionais no sistema, como a vibração advinda do funcionamento do motor, coincidam com frequências de ressonância do chassi [4].

Um desafio que é imposto ao protótipo Baja está em manter o correto posicionamento dos pontos de suspensão, em relação aos demais, durante os grandes esforços causados pela transposição de obstáculos. Neste ponto é fundamental uma estrutura com rigidez elevada para garantir um bom comportamento do carro nestas situações.

Foi buscado explicitar, neste texto, quais as etapas a serem seguidas para projetar, estimar e validar a rigidez torcional de um protótipo Baja SAE compreendendo as etapas aqui estabelecidas seguem diretrizes análogas aos projetos automotivos comerciais.

Primeiramente, são apresentados os conceitos básicos para o desenvolvimento de um chassi veicular, passando pelos esforços, relação com a dinâmica de suspensão e detalhamentos gerais de projeto. Em seguida é detalhado o processo de criação do modelo computacional e o experimento físico para sua validação. Por fim, conclui-se com apresentação dos resultados obtidos e discussão a respeito.



Figura 1: Visão perspectiva do protótipo Corisco Touro Renegado

2 Considerações de Projeto

2.1 Esforços no Sistema

A estrutura veicular está sujeita a quatro principais esforços: flexão lateral, flexão vertical, cisalhamento horizontal e torção.

O primeiro esforço, a flexão lateral, é fruto da aceleração lateral durante curvas, ventos laterais, entre outros fatores. O atrito dos pneus criam forças resistivas causando assim a flexão. Conforme apresentado na Figura 2.

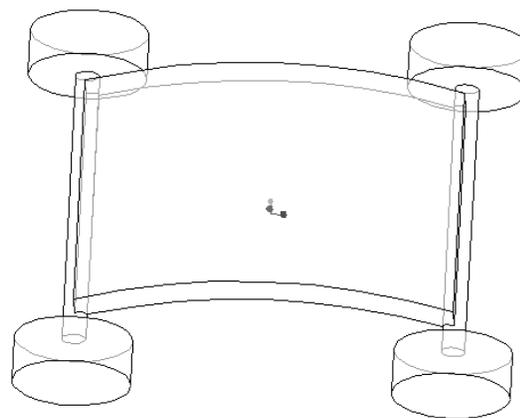


Figura 2: Exemplificação exagerada da deformação do chassi durante flexão lateral. Fonte: Riley (2002).

Já a flexão vertical é advinda de acelerações verticais, peso de componentes internos e passageiros. Os eixos dianteiro e traseiro apoiam a

carroceria como os apoios de uma viga, gerando uma flecha na região central, como mostrado na Figura 3.

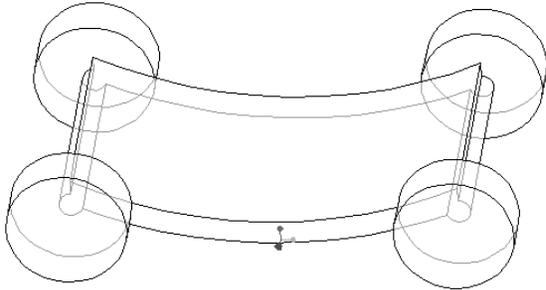


Figura 3: Exemplificação exagerada da deformação do chassi durante flexão vertical.
Fonte: Riley (2002).

Em imperfeições na pista em trajetória de curva, assim como uma diferença de atrito entre os eixos traseiro e dianteiro do veículo. O chassi assume um formato de paralelogramo durante este efeito como visto na Figura 4, causando um efeito cisalhante.

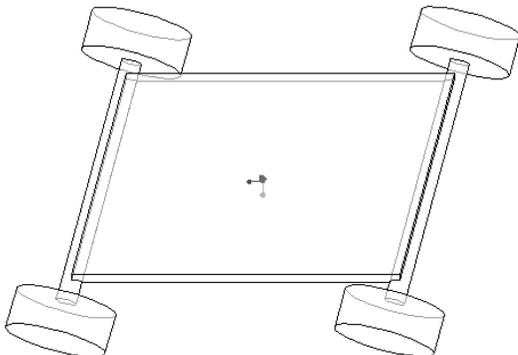


Figura 4: Exemplificação exagerada da deformação do chassi durante o efeito cisalhante.
Fonte: Riley (2002)

A torção pode ser causada no chassi durante a transposição de obstáculos, bem como advinda da diferença de transferência lateral de carga entre os eixos traseiro e dianteiro durante uma curva. Quanto maior a torção no chassi mais prejudicial é o efeito sobre o comportamento dinâmico do veículo. O aumento da rigidez torcional do chassi do carro melhora a manobrabilidade do veículo, permitindo que os componentes da suspensão controlem uma maior porcentagem da cinemática de suspensão [3]. Assim, o manuseio previsível pode ser melhor alcançado se o chassi possuir rigidez suficiente à rolagem de modo

que a sua flexibilidade se deva apenas ao sistema de suspensão, composto por molas e amortecedores, sem que ocorra torção na carroceria [5], como apresentado na Figura 5.

A equação principal da rigidez torcional, é explicitada como

$$k_t = \frac{T}{\theta} \quad (1)$$

sendo k_t a rigidez torcional em N.m/º, T o torque em N.m e θ o ângulo de torção. Quando adaptada para aplicação nos estudos veiculares, tem-se

$$k_t = \frac{F*b}{\left(\text{actg}\left(\frac{2\delta}{b}\right)\right)} \quad (2)$$

onde b representa a bitola do veículo, δ a deflexão causada pelo binário e F a força aplicada.

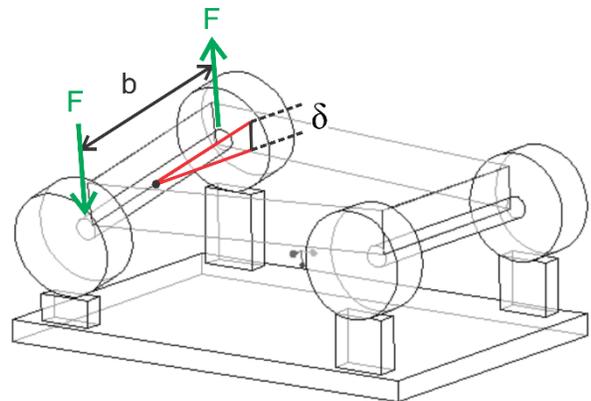


Figura 5: Exemplificação exagerada da deformação do chassi durante flexão lateral.
Fonte: adaptado de Riley (2002)

2.2 Dinâmica Veicular e Rigidez Torcional

A rigidez torcional está diretamente relacionada ao projeto de suspensão, mais precisamente a rigidez da suspensão, que a variar com o tipo de veículo, assume diversas relações. Em um veículo de competição, como o em análise, esta variável assume grande importância, pois permite que os diferentes ajustes de suspensão para as diferentes condições de prova sejam efetivos [6].

A título de exemplificação pode-se dizer que para um carro que subesterça, ou seja, um carro que tem muito pouca aderência na frente, esta aderência pode ser aumentada na dianteira reduzindo a transferência de carga frontal (inclinação da carroceria durante curvas no eixo de suspensão dianteiro) e aumentando

a transferência de carga na parte traseira. Ser capaz de controlar a distribuição de transferência de carga é, portanto, a chave para obter um bom acerto dinâmico. A distribuição de transferência de carga lateral só pode ser controlada, no entanto, se o chassi for rígido o suficiente para transmitir os torques [7].

Outro fator importante a ser levado em consideração é a distribuição da rigidez torcional ao longo do chassi, como explicado por Riley [6]. Esta variável também afeta a distribuição de rigidez à rolagem necessária para obter um bom equilíbrio em manobras. Na verdade, uma região de torção não rígida de um chassi perto da suspensão dianteira ou traseira pode efetivamente reduzir a rigidez à rolagem desta suspensão. Portanto é importante analisar o seu valor não só na totalidade mas também em cada seção transversal em todo o comprimento do veículo.

2.3 Critérios de Projeto

A estrutura do protótipo foi projetada levando em consideração critérios ergonômicos [8], manufatura e acessibilidade para manutenção, bem como atender aos requisitos de ancoragem da suspensão e demais subsistemas. Tudo isso atendendo as demandas do Regulamento Baja SAE Brasil [2].

Como discutido na seção anterior, a rigidez do chassi está diretamente relacionada com a dinâmica de suspensão. O aumento do valor de rigidez torcional se dá, na maioria dos casos, em detrimento de um aumento no custo e/ou massa do chassi, tais parâmetros devem ser equilibrados em uma relação de *trade-off*, onde se chega a um equilíbrio dentre estes valores visando atingir as metas de projeto, porém sempre buscando maximizar o valor de rigidez torcional. No caso do veículo em estudo, estas metas são baseadas na melhoria de protótipos anteriores da equipe. Portanto a rigidez torcional teve como meta ser superior a 1379,7 N.m/°, medida do veículo anterior da equipe, não havendo restrição regulamentar [2] para um limite superior.

Tendo em vista que o protótipo do ano anterior apresenta a mesma disposição básica de tubos, o enfoque das melhorias do novo carro consistiu em duas alterações: a utilização de tubos de paredes mais finas em tubos secundários [2] e a adição de travamentos laterais na região central do veículo como dado ênfase nas barras em vermelho na Figura 6.

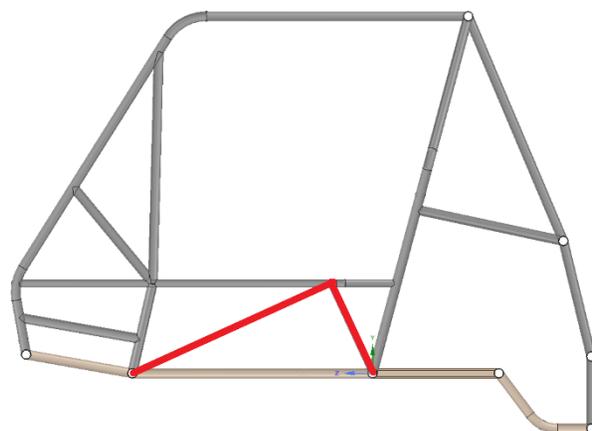


Figura 6: Diferença entre os chassis do protótipo anterior e atual, com destaque para o novo travamento utilizado.

3 Modelagem Computacional

Para a estrutura do veículo estar apta ao processo computacional tem de ser levado em consideração pontos como:

- Finalidade da simulação;
- Poder de processamento disponível;
- Esforços e restrições aos quais o sistema é submetido.

Três opções de modelagem foram consideradas: por sólidos, cascas ou vigas. Devido a baixa espessura dos tubos, utilizar elementos sólidos traria peso computacional extra, uma vez que estes precisam ser muito pequenos para manter propriedades equiláteras nos elementos finitos. No caso da modelagem por casca recai-se na mesma conclusão e, uma vez que o modelo a ser desenvolvido não tem finalidade de estudar efeitos de tensão na superfície dos tubos e sim, unicamente, os deslocamentos causados pelos esforços aplicados, optou-se pelo uso de elementos de viga.

3.1 Definição do Modelo

A rigidez torcional foi estimada por análise computacional no software CAE Ansys Workbench e, como mencionado anteriormente, utilizando um modelo em vigas por exigir menor processamento uma vez que cada viga é tratada pelo *software* como um elemento de doze graus de liberdade e engastada as demais vigas vizinhas, estando essa condição explicitada na Figura 7. Tal elemento permite as

deformações por torção, flexão, tração e compressão. Apesar da aparente simplificação, o modelo de vigas oferece resultados robustos pois utiliza as mesmas formulações analíticas da mecânica dos sólidos [9].

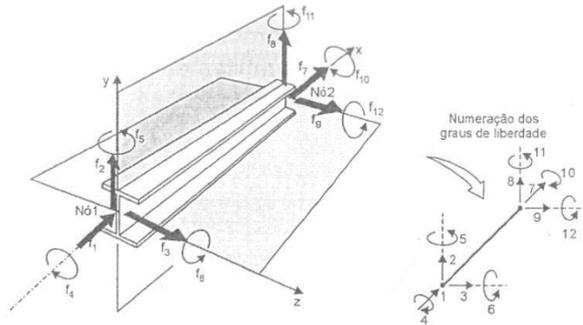


Figura 7: Esquema dos graus de liberdade do elemento de viga.

Fonte: Alves Filho (2000).

Os *links* de suspensão traseiros e dianteiros, bem como os amortecedores e a caixa de redução foram considerados perfeitamente rígidos e discretizados por um conjunto de tubos, de módulo de elasticidade mais alto que os demais, ligando o ponto de ancoragem. No caso do redutor os tubos ligam o eixo de saída da redução ao suporte do motor, contribuindo dessa forma para transmitir integralmente todos os esforços aplicados nos cubos de roda, deixando que toda a deformação ocorra somente na estrutura em análise.

3.2 Condições de Contorno

Para que a simulação seja possível é preciso escolher condições de contorno que reproduzam as condições desejadas para análise. É essencial a presença de restrições no sistema, evitando assim indeterminações que inviabilizam o cálculo por elementos finitos [9].

A aplicação das condições de contorno se deu através da restrição dos pontos de suspensão traseiros a movimentações nas coordenadas globais x , y e z , e aplicação de um torque com forças em binário de 1000 N nos pontos de flange de roda dianteiros, visto na Figura 8. O processo inverso também é feito, ancorando-se os pontos de suspensão dianteiros e aplicando torque nos pontos de roda traseiros, visto na Figura 9.

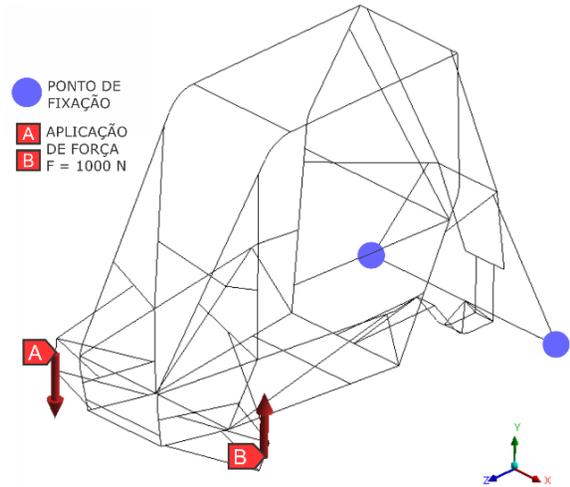


Figura 8: Momento de torção aplicado na dianteira e ancoragem nos pontos de roda traseiros do veículo.

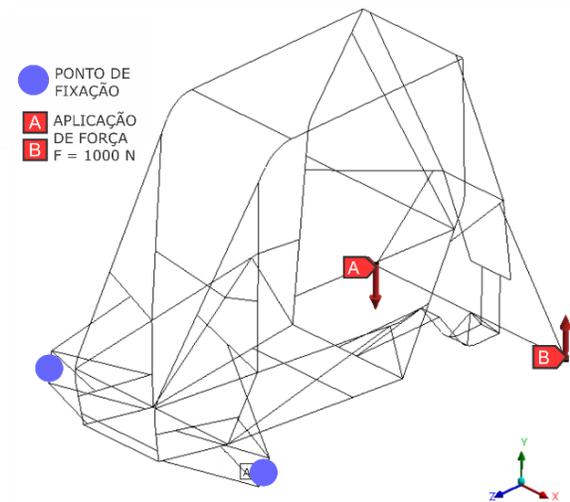


Figura 9: Momento de torção aplicado na traseira e ancoragem nos pontos de roda dianteiros do veículo.

4 Bancada Experimental

A bancada de testes foi montada seguindo o método de "pivô no centro" [10] onde o travamento dos pontos de roda traseiros é feito por cavaletes fixados ao solo. Os cavaletes foram projetados de forma a impedir quaisquer movimentações dos pontos de roda traseiros durante a torção, tendo em vista que possuem rigidez suficiente para impedir uma movimentação significativa dos pontos acoplados. Um cavalete pivô com extremidade triangular foi confeccionado para apoiar o tubo logo abaixo do subsistema de suspensão, o mesmo possibilita a rotação do chassi em relação ao seu eixo longitudinal e impede o movimento vertical da estrutura durante o

ensaio. Ambos o cavalete de fixação e o pivô podem ser vistos na Figura 10.



Figura 10: Cavalete pivô à esquerda e cavalete de fixação traseira à direita

Dois relógios comparadores com resolução de 0,1 mm foram dispostos nos pontos de roda dianteiros afim de medir seus deslocamentos verticais.

Esta bancada de testes difere da proposta de Oyama [10], que pode ser vista na Figura 11, se assemelhando a proposta de bancada experimental feita por Barbosa [11] sendo leve e compacta, permitindo mais fácil armazenamento além de menor custo de manufatura.

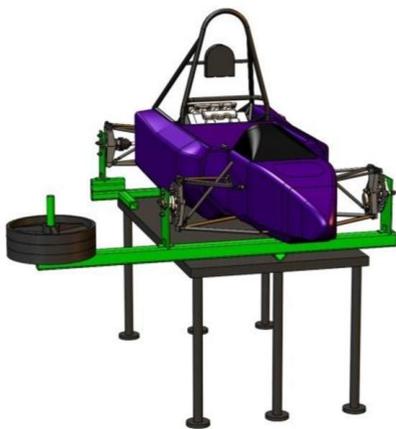


Figura 11: Bancada de teste sugerida por Oyama [10]
Fonte: Oyama (2009)

Uma adaptação foi feita para o cubo de roda dianteiro esquerdo onde uma peça fabricada em aço SAE 4340, destacada na Figura 12, foi fixada para

suportar as cargas aplicadas e transmitir para o conjunto. Niveladores tipo bolha foram utilizados para garantir a horizontalidade no apoio aos relógios comparadores.

No local dos amortecedores, como na modelagem computacional, os mesmos foram substituídos por tarugos de aço com a função de evitar a movimentação dos braços de suspensão. Para manter a geometria de suspensão fixa, o volante do protótipo foi imobilizado em relação a estrutura.



Figura 12: Peça de aço acoplada ao cubo de roda para suportar e transmitir as cargas aplicadas no teste.

O experimento foi desenvolvido com o objetivo de submeter o sistema as seguintes condições:

- Aplicar o torque máximo inferior a 650 N.m
- Medir a rigidez torcional dianteira
- Submeter todo o veículo a torção
- Manter o assoalho nivelado longitudinalmente com o solo durante o ensaio

Através do aparato montado, apresentado na Figura 12, a carga é colocada no lado direito do eixo dianteiro onde foram gradualmente posicionadas cada uma das quatro cargas de 6,2 kg, carga essa utilizada por ter disponibilidade no laboratório onde o teste foi realizado, ao final totalizando um torque de 243,3 N.m, garantindo que não ultrapassou o limite máximo proposto por Oyama [10] de 650 N.m. A aplicação gradual visa evitar efeitos transientes e de histerese no sistema, contaminando os resultados.

O procedimento foi repetido por quatro vezes realizando-se medições em cada uma delas a fim de atenuar flutuações estatísticas no resultado.

O cálculo do torque gerado pelas cargas segue como na Equação

$$T = F \cdot \frac{L}{2} = m \cdot g \cdot \frac{b}{2}$$

onde g é a aceleração da gravidade, F a força aplicada, m a massa dos pesos e L a bitola do veículo. Já para o cálculo do ângulo de torção dianteira θ_d , temos

$$\theta_d = \frac{|\delta_{da}| + |\delta_{de}|}{L_d} \quad (rad) \quad (4)$$

sendo δ_{da} e δ_{de} as deflexões aferidas em ambos os lados na dianteira e L_d como a bitola dianteira. Já para a torção traseira

$$\theta_t = \frac{|\delta_{td}| + |\delta_{te}|}{L_t} \quad (rad) \quad (5)$$

com δ_{td} , δ_{te} e L_t análogos aos parâmetros da torção dianteira. A rigidez torcional pode ser obtida por

$$k_t = \frac{T}{\theta} = \frac{T}{\theta_d - \theta_t} \quad (6)$$

os parâmetros das Equações (3), (4), (5) e (6) são representados visualmente na Figura 13.

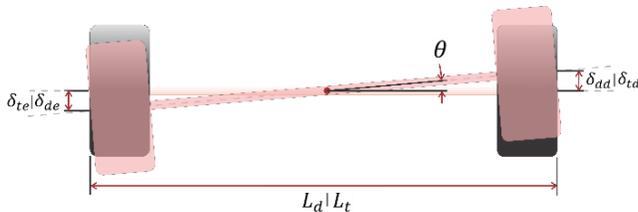


Figura 13: Posição dos parâmetros utilizados nas formulações para o cálculo da rigidez torcional.

5 Resultados

5.1 Modelo computacional

Através da aplicação do torque na traseira foi obtido um valor de rigidez de 1527,18 N.m/º, por meio dos deslocamentos apresentados na Figura 15. Enquanto, ao aplicar o torque na dianteira, foram obtidos valores de deslocamentos que resultaram na rigidez dianteira de 1643,36 N.m/º. Foi então considerado a média entre as duas rigidezes, resultando no valor de 1585,27 N.m/º.

Como o objetivo desse projeto é proporcionar uma rigidez superior ao veículo em relação ao protótipo anterior, comprova-se que as melhorias conseguiram promover o aumento da rigidez de 1379,7 N.m/º para

1587,27 N.m/º no projeto atual. Resultando em um aumento de 12,96%.

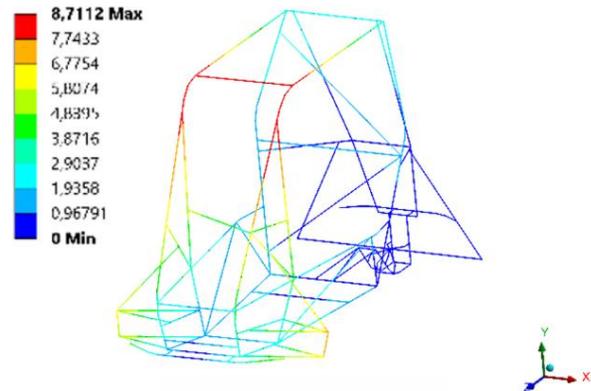


Figura 14: Deslocamentos resultantes do torque aplicado a dianteira em milímetros.

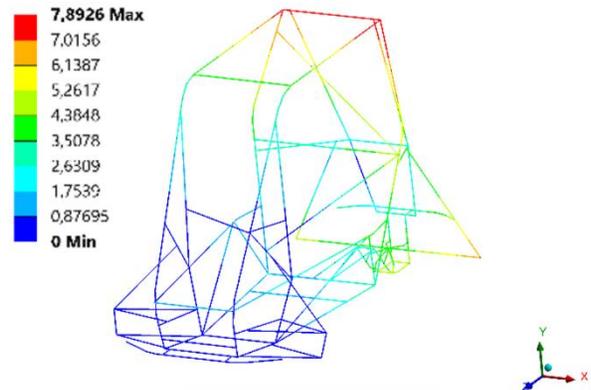


Figura 15: Deslocamentos resultantes do torque aplicado a traseira em milímetros.

O gráfico da Figura 16 mostra os efeitos da torção ao longo do chassi do veículo, através dele é possível avaliar de forma mais precisa sua rigidez. Estando a linha laranja acima da preta, indica uma região com maior deflexão causada pela torção. E abaixo da linha preta, uma região de menor deflexão, e, portanto, mais resistente. A disposição dos deslocamentos mostra que as variações significativas existentes indicam uma zona de maior rigidez à torção na região dos travamentos da parede corta fogo, não comprometendo assim a dinâmica ou gerando fragilidades.

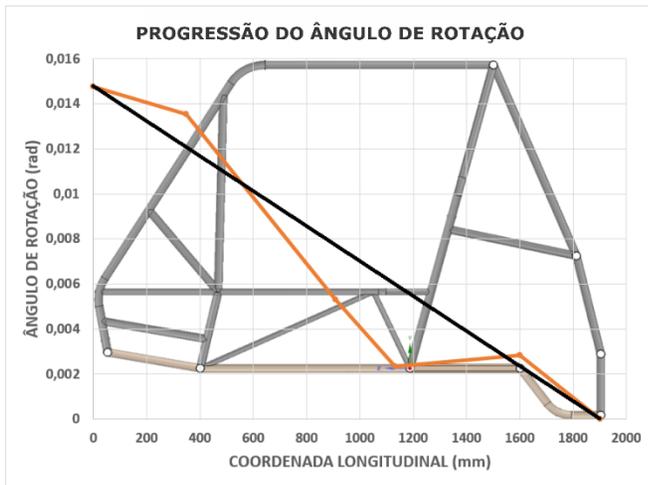


Figura 16: Relação entre o ângulo de rotação e a coordenada longitudinal do chassi para um torque aplicado na dianteira do veículo, local onde o ângulo de torção será maior e diminuirá à medida que se aproxima da restrição dos pontos de roda traseiros. A linha preta indica a taxa ideal de relação entre rotação e coordenada, enquanto a linha laranja representa o valor real.

5.2 Validação experimental

Para cada carga aplicada foi obtido o deslocamento equivalente nos pontos de roda dianteiro esquerdo e direito. Essa relação de deslocamentos em função da carga variam linearmente.

Na roda dianteira direita são observadas deflexões mais elevadas em relação ao lado esquerdo da linha de aplicação de esforços. Tal comportamento se deve à carga aplicada diretamente à roda direita na validação experimental, como apresentado na Figura 17 e os seus valores mostrados na Tabela 1.

Baseado nas Equações (3), (4), (5) e (6), e observando-se na Figura 17 a tendência linear com a escala de aplicação das cargas, obtém-se o resultado de 1570,84 N.m/° para a rigidez torcional experimental. Para princípio de comparação entre o teste de bancada e o modelo computacional utilizaremos a rigidez obtida pela torção da dianteira na simulação, já que possui as mesmas condições de contorno do ensaio, ou seja, a aplicação de torque pela dianteira. O valor aferido neste caso é de 1643,36 N.m/°. Comparando os valores experimental e computacional, calcula-se uma divergência de 4,41%.

Vale observar algumas incertezas de medição relevantes identificados durante o experimento e destacadas por Barbosa [11]:

- Resolução do relógio comparador: $\pm 0,01$ mm;
- Resolução da trena por dificuldades de posicionamento nas medições: ± 5 mm
- Resolução da balança: $\pm 0,001$ kg

Nas medições realizadas, o erro foi estimado a partir da diferença encontrada entre as medições e uma linha de tendência linear traçada ligando o primeiro e o último ponto de medição, tais incertezas podem ser vistas a seguir:

- Terceira medição na dianteira direita: -0,01 mm
- Segunda medição na dianteira esquerda: -0,0063 mm
- Terceira medição na dianteira esquerda: -0,05 mm

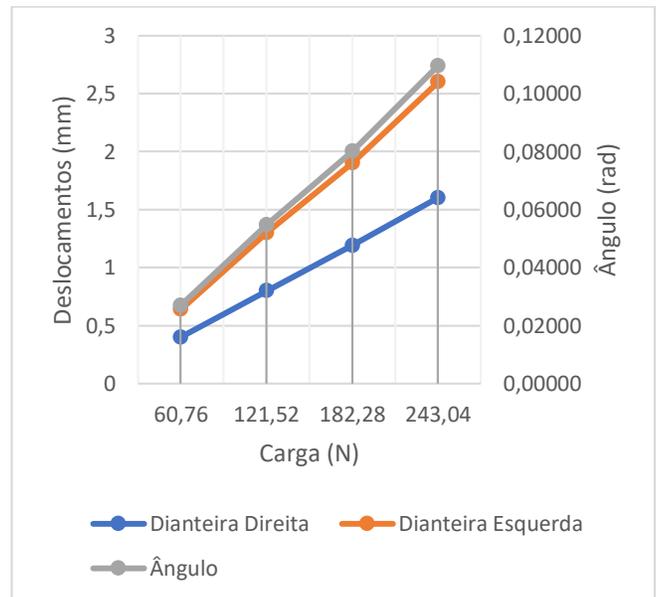


Figura 17: Deflexão dos pontos de roda em função das forças aplicadas.

Tabela 1: Valores obtidos no experimento.

Parâmetro	Medida 1	Medida 2	Medida 3	Medida 4
Peso Aplicado [kg]	60,76	121,52	182,28	243,04
Dianteira Direita [mm]	0,40	0,80	1,19	1,60

Dianteira Esquerda [mm]	0,24	0,5	0,71	1,00
Ângulo [rad]	0,027	0,055	0,080	0,110

6 Conclusão

Este artigo apresentou o estudo dos principais pontos da construção de um modelo computacional em elementos finitos de chassi tubular. Verificando implicações que a rigidez torcional, como um parâmetro de desempenho para a estrutura, pode ter no comportamento dinâmico do veículo. Também foi abordada uma metodologia de validação adequada ao modelo.

A Rigidez torcional aferida experimentalmente com torque aplicado ao eixo dianteiro foi de 1570,84 N.m/° enquanto no modelo computacional foi de 1643,36 N.m/°, correspondendo a uma diferença de 4,41%, sendo uma margem considerada aceitável [9].

Pode-se concluir que há validade nos resultados indicados para o modelo computacional, conferindo maior confiança em futuras iterações realizadas com modelos semelhantes sob as mesmas condições de contorno e modelagem para melhorias no protótipo atual.

A bancada de validação da rigidez torcional, desenvolvida para este trabalho, permite que futuros projetos desenvolvidos pela equipe Baja da Universidade de Pernambuco tenham sua rigidez validada para verificar se o projeto construído satisfaz o planejado, desenvolvendo projetos de estruturas com alta confiabilidade, segurança e desempenho.

Referências

[1] M. Trzesniowski. Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. Vieweg Teubner Verlag, Wiesbaden, 1st ed., 2008.

[2] SAE BRASIL. Regulamento Baja SAE Brasil (RBSB) – Capítulo 7 - Requisitos Mínimos de Segurança, 2012.

[3] MILLIKEN, Willian F. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA.: Society of Automotive Engineers, 1995.

[4] Weber, J. (2009). *Automotive development processes: Processes for successful customer oriented vehicle development*. Springer Science & Business Media, 2009.

[5] THOMPSON, L.L; RAJU, Srikanth; LAW, E. Harry; Design of a Winston Cup Chassis for Torsional Stiffness. SAE Tecnical Paper Series 983053, 1998.

[6] RILEY, William B.; GEORGE, Albert R.; Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis. SAE Technical Paper Series 2002-01-3300, 2002.

[7] DEAKIN, Andrew; CROLLA, David; RAMIREZ, Juan Pablo; HANLEY, Ray; The effect of chassis stiffness on car handling balance. SAE Tecnical Paper, 2000-01-3554, 2000.

[8] Corlett, EN & Manenica, I 1980, The effects and measurement of working postures, Applied Ergonomics, v.11, pp. 7-16.

[9] ALVES FILHO, Avelino. Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE. 6 ed. São Paulo: Ética, 2013.

[10] OYAMA, Daniel; Torsion Fixture Final Design Report. In: Interdisciplinary Design Project MECH-499, Prof. Timothy Lee. Montreal, McGill University. 2009. Disponível em: <http://forums.bajasae.net/forum/uploads/179/Torsion_Rig.pdf>. Acesso: 30 set. 2015

[11] BARBOSA, Luis Felipe Ferreira Motta. Avaliação da Rigidez Torcional do Chassi de um Protótipo Baja SAE Através do Método de Elementos Finitos e de Ensaio Experimental. 2015. 97 p. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica)- Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.